



TITLE:

帯鋸の挽き曲がりに関する研究(  
Dissertation\_全文)

AUTHOR(S):

藤井, 義久

---

CITATION:

藤井, 義久. 帯鋸の挽き曲がりに関する研究. 京都大学, 1990, 農学博士

ISSUE DATE:

1990-03-23

URL:

<https://doi.org/10.14989/doctor.r7199>

RIGHT:

# 帶鋸の挽き曲がりに関する研究

1 9 9 0

藤 井 義 久

# 帯鋸の挽き曲がりに関する研究

1 9 9 0

藤 井 義 久

## 目 次

	頁
緒 言	1
第 1 章 帯鋸の動的安定性	4
1. 1. 送材方向の動的安定性	4
1. 2. 横方向の動的安定性と挽き曲がり	8
第 2 章 帯鋸に作用する力と挽き曲がり	11
2. 1. はじめに	11
2. 2. 単一带鋸歯に作用する力	14
2. 3. 挽き材 3 分力と挽き曲がり	23
2. 4. 要 約	38
第 3 章 帯鋸の変形特性	40
3. 1. はじめに	40
3. 2. 緊張時の帯鋸の応力分布	41
3. 3. 帯鋸の変形特性	50
3. 4. 要 約	57
第 4 章 帯鋸の振動と挽き曲がり	58
4. 1. はじめに	58
4. 2. 帯鋸振動の理論モデル	59
4. 3. 静止時の振動特性	62
4. 4. 空転時の振動特性	70

4. 5. 挽き材時の振動と挽き曲がり	-----	7 4
4. 6. 要 約	-----	7 9
結 言	-----	8 0
謝 辞	-----	8 4
文 献	-----	8 5

## 結 言

わが国の機械製材の歴史は明治維新とほぼ同時に始まる<sup>1)</sup>。それ以後、大正時代にいたるまでは、おもに英国やフランスから輸入されたおさ鋸盤や丸鋸盤が製材機械の主力であった。帯鋸盤は開発されて間がなく、改良の余地も多かったせいもあり、あまり普及せず、例えば1905年（明治38年）の山林局の調査では全国にある491の製材工場に、丸鋸盤は1,021台、おさ鋸盤は100台設置されているのに対し、帯鋸盤は54台にすぎなかった<sup>2・3)</sup>。おもに原木の大割り用機械として主力であったおさ鋸盤は一度に数枚の板を挽き立てることができ、帯鋸盤に比べ能率はよいものの、木取りに自由度がない、挽きべりが大きい点に加え、南洋材のような大径木が挽けない、鋸の往復運動による振動や挽き肌の不良などの問題点があり、わが国の製材事情に適合しないため、次第に使用されなくなり、昭和時代になるとそれに代わって帯鋸盤が普及しはじめるようになった。その後、帯鋸盤や帯鋸の国産化が各々1930年頃<sup>4)</sup>および1950年頃<sup>5・6)</sup>に本格化して以来、国内の製材工場数の増加にともない帯鋸盤の普及台数も増大し、1985年には全国にある約1万8千の製材工場に大割用、小割用をあわせ約4万2千台の帯鋸盤が設置されるにいたり<sup>7)</sup>、帯鋸盤は現在のわが国の製材工場における主力製材機械となったといえる。

帯鋸盤の導入以来、機械本体、帯鋸およびその周辺技術には数々の改良が加えられてきた。そのおもなものをおよそ時代順に挙げると、腰入れ、上部鋸車の軽量化と鋸の高速化、ナイフエッジを用いた分銅式緊張装置、鋸歯の自動研削盤、歩出しの自動化、ハイニッケル鋼製鋸や薄鋸、両歯帯鋸、穿孔帯鋸、鑄造合金（ステライト）製鋸歯とその側面研削盤、ヒートテンション、ガスや電気による鋸の溶接、木取りを含む製材工程の自動化などがある。これらはいずれも、製材の寸法精度や挽き肌の改善、製材歩留まりの向上、製材能率の向上や機械、工具の寿命延長などの観点からなされたものといえる<sup>8・9)</sup>。

しかし、帯鋸盤や帯鋸のもつ形態的あるいは機構的特徴のためにこれらの改

良策の効果も必ずしも十分ではなかったといえる。すなわち、帶鋸は鋸車との接触による摩擦力によってのみ駆動あるいは鋸車上に保持され、他の切削工具のようにねじなどで機械本体に固定されることがない、さらに鋸身の厚さが約1mm、幅が100から150mm、鋸車間の切削部分の長さが1.5から2mの薄板状であり、特に厚さ方向の剛性が他の方向に比べ非常に低いといった特徴のゆえに、被削材から受ける送材方向の力（送り分力）や横方向の力（横分力）などにより、たえずその送材方向の走行位置が変動したり、挽き材中に曲げやねじれ変形をおこし、挽き道が設定された直線からそれる、いわゆる挽き曲がりや挽き肌の不良といった問題点を持つ。これらの送材方向や横方向の動的な不安定性のために帶鋸による製材の品質、能率、経済性や安全性の向上は大きく阻まれてきたといえる。

これまでに金属用の帶鋸などに関するものを含め<sup>10-12)</sup>、帶鋸の送材方向や横方向の動的安定性やその向上方策に関して多くの研究がなされ、それらを取りまとめた総説も発表されているが<sup>13, 14)</sup>、特に挽き曲がりの発生機構やそれにおよぼす工具、被削材、切削諸条件の影響に関しては、考慮すべき因子の数が多いせいもあって、包括的な研究例も乏しく、既往の知見の関連付けや体系化も十分おこなわれていない。

そこで本論文では、帶鋸の動的安定性のうち、特に横方向の動的安定性の低下によって生じる挽き曲がり現象を鋸に作用する力と鋸の変形特性の観点から把握し、その発生機構を解明することを目的とした。また送材方向の動的安定性の向上対策についても言及し、それが挽き曲がりにおよぼす影響についても検討を加える。

まず第1章では送材方向の動的安定性およびそれに関する既往の研究を概説した後、安定性向上の一方策として開発された送材方向の走行位置のフィードバック制御装置の性能を挽き材実験によって検討し、さらにその挽き曲がりへの影響について検討を加える。第2章では挽き材時に鋸に作用する力と挽き曲がりとの関係や、それにおよぼす工具、被削材、切削諸条件の影響を単一の鋸歯による切削および帶鋸盤を用いた挽き材実験によって検討し、挽き曲がりの発生

機構について考察する。第3章では帯鋸の変形特性を把握するため、まず変形に大きな影響をおよぼすと考えられる鋸の引張応力分布と鋸に施された腰入れ・背盛り処理などとの関係を検討した後、帯鋸の変形様式をモアレトポグラフィによって検討し、さらに曲げやねじり剛性と諸条件との関係について検討する。最後に第4章では帯鋸の挽き曲がりの原因となる挽き材中の鋸の変形の発生挙動を鋸の振動問題として捉え、まず鋸の振動特性を理論モデルを用いて検討した後、静止時および空転時の鋸の振動特性を実験によって検討し、さらに挽き材時の振動測定も行い、これらの振動特性と挽き曲がりとの関連や切削諸条件の振動特性への影響を検討する。



## 第 1 章 帯鋸の動的安定性

### 1. 1. 送材方向の動的安定性

緒言において帯鋸の動的安定性に関して、送材方向と横方向との2方向において問題点があることを述べた。本章ではまず送材方向の動的安定性の低下、すなわち空転時および挽き材時の送材方向の鋸車上での鋸の位置変動とその安定化対策について既往の研究を概説した後、動的安定性改善の一方策として試作した走行位置のフィードバック制御装置の性能を挽き材実験において検討し、さらに装置の制御効果と挽き曲がりとの関係について言及する。

送材方向の帯鋸の走行位置は、鋸に施された腰入れや背盛りの程度や上部鋸車の傾斜角度などによって決まるが、挽き材中に被削材から受ける送り分力などによって絶えず変動する。この変動は挽き材の加工精度や作業の安全性に直接関与する送材速度の制限因子となり、できるだけ小さいことが望ましい。鋸の走行位置とその変動や安定走行の条件の力学的な扱いは久野ら<sup>15)</sup>、土肥ら<sup>16)</sup>、杉原<sup>17)</sup>の研究など<sup>18)</sup>に見られる。また実験的な研究として、土肥ら<sup>19)</sup>、Chardinら<sup>21-23)</sup>が送り分力などの諸条件と走行位置変動との関係を検討しているほか、走行位置安定化の試みを含めて若干の研究例<sup>24-26)</sup>がみられる。

服部らは走行位置変動の低減と安定化を目的として、送り分力などによる鋸の位置変動の特性を調べた上<sup>27, 28)</sup>、走行位置変動を光学的に検出し、その量に応じてアクチュエータを用いて上部鋸車の傾斜角度を自動的に変化させることにより、走行位置の変動を低減するフィードバック制御装置を試作し(図1-1)、1070mm帯鋸盤に取り付け、その性能を検討した<sup>29)</sup>。その結果、この制御装置により幅127.5mm、厚さ0.93mmの腰入れ・背盛りした鋸の場合、送り分力による走行位置の変動を約60%低減でき、さらに腰入れ・背盛りの程度によらず20kgfの送り分力に対して、位置変動を約2mmに抑制できることを明らかにした。

さらに藤井らは挽き材実験によってこの装置の性能を検討した<sup>30)</sup>。実験では

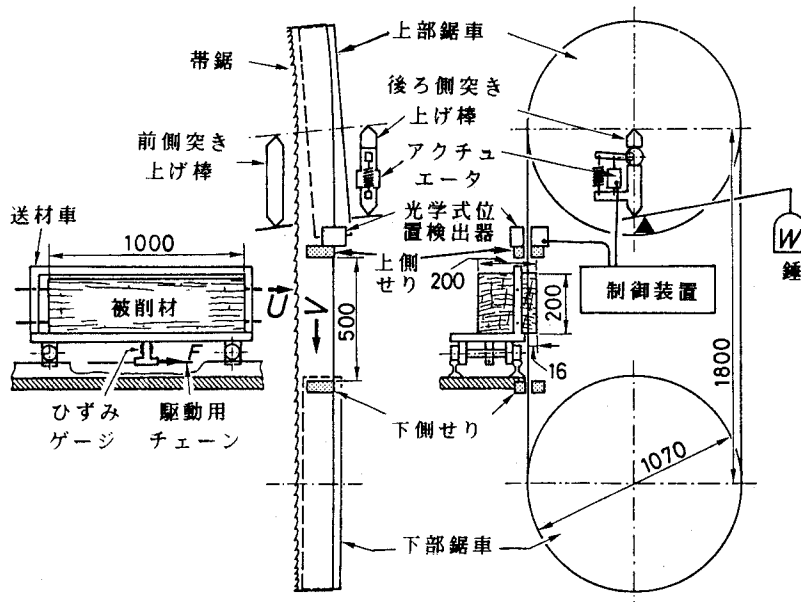


図 1-1 帯鋸走行位置制御装置および挽き材実験の模式図

$U$ : 送材速度、 $V$ : 鋸速度、 $F$ : 送り分力

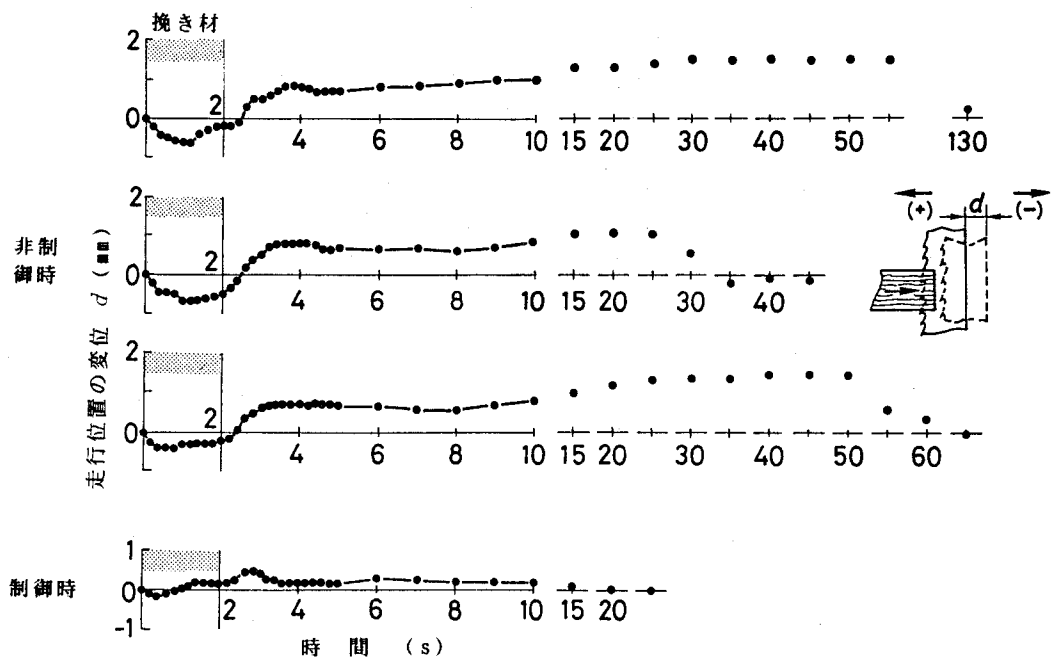


図 1-2 走行位置の制御効果 (帯鋸 L)

鋸速度: 32.2 m/s、送材速度: 30 mm/min、被削材:  
ホワイトセラヤ、緊張力: 1380 kgf

長さ1mのホワイトセラヤの生材を帯鋸の種類（水平仕上げのみの鋸Lおよび腰入れ・背盛りの鋸F、いずれも新鋸）、鋸速度および送材速度を因子として挽き材し、走行位置の変動、送り分力を測定した。さらに挽き曲がり量として挽き材後、送材車上に残った被削材の挽き面の理想挽き面からの変位を測定した。図1-2は鋸Lの挽き材時の走行位置の変動を走行位置を制御しない場合とした場合について示す。図からこの制御によって挽き材中の送り分力による鋸の後退のみならず、非制御時の3回の挽き材の繰返し毎に異なる不安定な走行位置の変動も低減し、常にほぼ同じ位置で鋸を安定して走行させ得ることがわかる。図1-3は送材速度と走行位置制御率（走行位置変動の低減率）との関係を2種類の鋸について示す。図から40m/min以下の送材速度では走行位置制御率は40から60%であることがわかる。一方、走行位置の移動が外力と同様、制御操作に対しても遅れるため<sup>29)</sup>、今回は制御系の安定性が損われることがないように装置のサーボ増幅器のゲインを抑制してあるため、図1-2にもあるような挽き材開始や終了直後のように鋸がすばやく移動する場合には走行位置が十分制御できず、

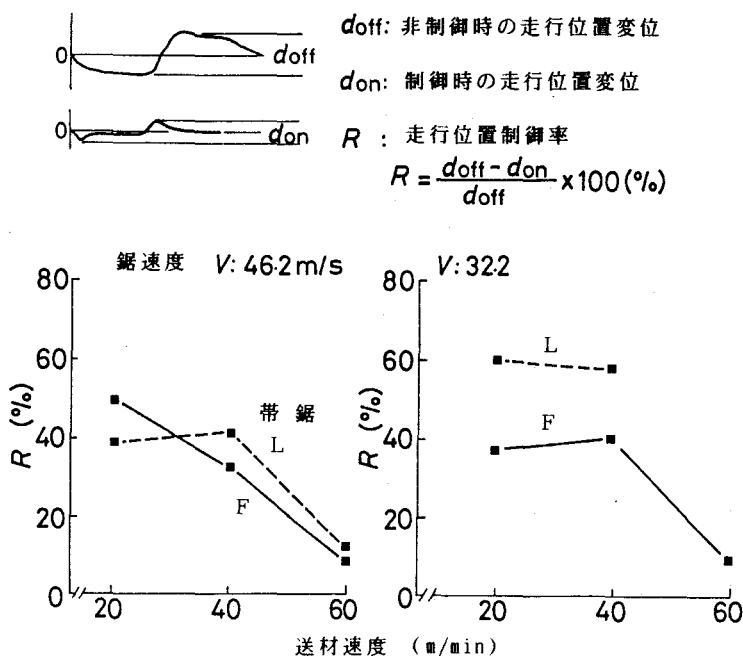


図1-3 送材速度と走行位置制御率（ $R$ ）との関係

さらに図1-3に示すように、その程度は送材速度の増大とともに顕著になり、送材速度が60m/minでは走行位置制御率は鋸の種類によらず10%以下になった。

ところでこの制御のように挽き材中に鋸車の傾斜角度を変化させ鋸の走行位置を強制的にある位置にとどめようとする場合、挽き材中に鋸に作用する力の内、特に送り分力が増大し、その結果、鋸の

横方向の安定性が損なわれ、いわゆる挽き曲がりが生じることが考えられる。

図1-4は送材速度と送り分力の関係を2種類の鋸について示す。いずれの条件でも、送り分力は送材速度が40m/minで最低で、60m/minで最大となったが、制御時と非制御時との差はほとんどないといえる。図1-5は3種類の送材速度での挽き面の変位を走行位置を

制御する場合としない場合について比較したものである。さらに図1-6は送材速度と挽き面の最大変位(最大挽き曲がり量)との関係を2種類の鋸について比較したものである。両図から挽き面の変位は鋸による程度の差はあるものの、送材速度と共に増加すること、しかし走行位置の制御による挽き

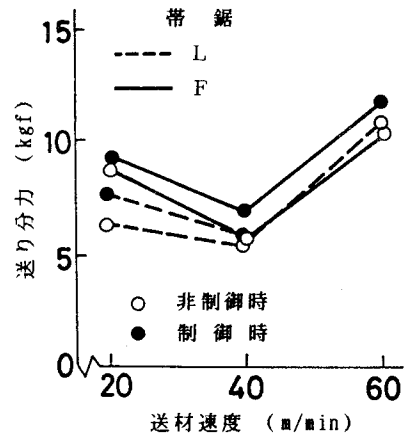


図1-4 送材速度と送り分力の関係  
鋸速度:46.2m/s

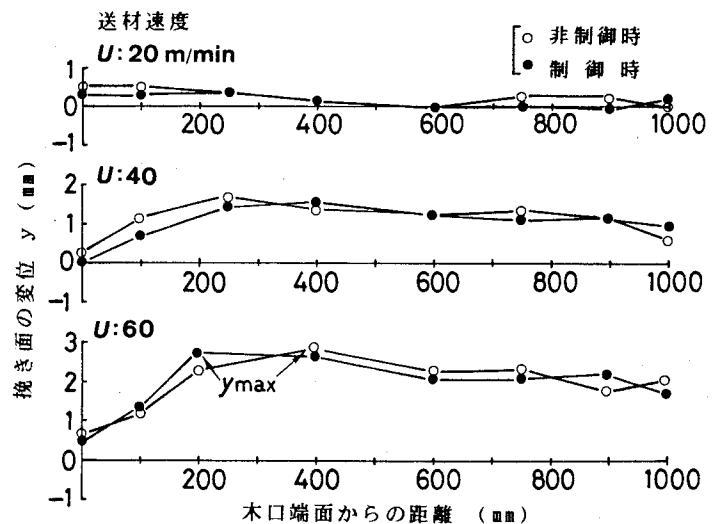


図1-5 挽き面の変位の測定結果例  
帯鋸L、鋸速度:46.2m/s

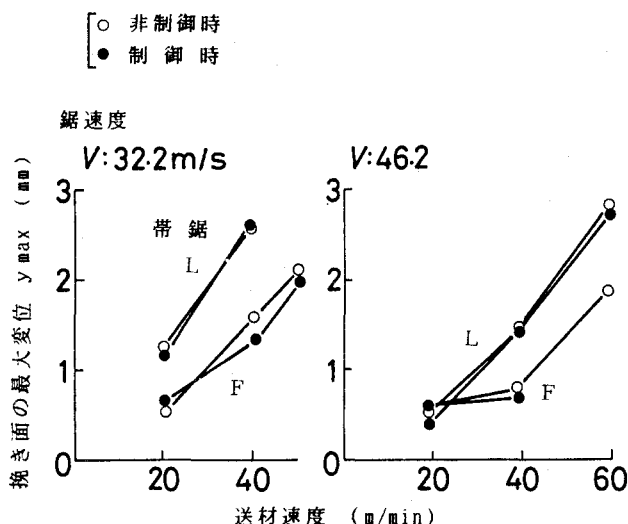


図1-6 送材速度と挽き面の最大変位の関係

摩耗がある程度進行した状態で、大きな送り分力の発生が予想できる時には、制御装置によって鋸の送材方向の位置変動を低減し、切り込み深さを一定に保つことにより、かえって送り分力が増大したり、切り屑形態が変化することが予想され、それによって挽き曲がり量が増大すると考えられる。

本制御装置により帯鋸の送材方向の走向位置変動を低減し、動的安定性の向上が計れることが明らかとなった。これより従来よりも速い送材速度での挽き材が可能となると考えられるが、その一方で、図1-5,6で示したように送材速度とともに増加する挽き面の変位（挽き曲がり）の発生機構の解明と抑制策が必要になるといえる。

## 1. 2. 横方向の動的安定性と挽き曲がり

帯鋸の横方向の動的安定性は、製材の歩留まりや加工精度の向上、能率の向上を目的とした研究において、動的安定性の低下によって生じる鋸の振動や変形および挽き道の変動（挽き曲がり）問題として、1950年代から現在にいたるまでに比較的盛んに研究されてきた。

面の変位の差はほとんどないことがわかる。これは図1-4からもわかるように、制御時と非制御時とで測定した送り分力に差がなかったことから、今回の制御による走行位置の変化では鋸の挽き材作用に差が生じなかったためといえる。しかし、本実験のように新鋸を用いる場合と異なり、鋸歯の

挽き曲がりに関して杉原<sup>31)</sup>は帯鋸を上下鋸車軸間で引張荷重を受ける薄板として考え、その挽き材中の送り分力による変形を横倒れ座屈の問題として捉え、岩藤ら<sup>32)・(33)</sup>の理論式を援用して鋸の送材方向の座屈荷重を求めた。その結果、座屈荷重は鋸幅、鋸厚の2乗、緊張力の1/2乗に比例し、長さに反比例することを示している。久野ら<sup>34)・35)</sup>は鋸の3方向の釣り合い方程式をたて、ひずみエネルギー法によって座屈荷重を求め、杉原と基本的に同様の結果を示しているが、その際、鋸に施された背盛りの効果を鋸幅方向の初期面内モーメントとして考慮している。Feoktistov<sup>36)</sup>は久野らと同様ひずみエネルギー法によって座屈荷重を求めた後、静止時の鋸に送材方向に荷重をかけ、鋸の変形量を測定し、理論値と実測値との比較や緊張力、鋸幅、せりと鋸身の間隔などの変形量におよぼす影響を検討している。その結果、せりと鋸身の間隔が0.1mm以下では理論値と実測値はよく合致するがそれ以上の間隔では実測値が理論値よりもかなり下回ることを示している。Foschiら<sup>37)</sup>やPorter<sup>38)</sup>も同様にひずみエネルギー法によって座屈荷重を求め、これを鋸の安定性の指標として用い、鋸厚、緊張力、鋸幅、上下鋸車間距離の鋸の安定性への影響を検討している。さらにMote<sup>39)</sup>は走行中の鋸の座屈荷重の理論計算を試みている。斎藤ら<sup>40)・41)</sup>は静止時の帯鋸の送材方向の荷重に対する変形量を測定し、座屈荷重と歯形、鋸の寸法、腰入れや背盛り、荷重方法などとの関係を求め、座屈荷重を求める実験式をたてた後、鋸断面に作用するモーメントの釣り合いから座屈荷重の理論式をたて、実験式との比較を行っている。その結果、Feoktistovらと同様、実測値は理論値より小さくなると報告している。また土肥ら<sup>42)</sup>も同様の実験を行っているほか、両歯帯鋸の座屈に関して斎藤らと同様の実験を行った結果<sup>43)・44)</sup>、送材方向の荷重が理論的に求められる座屈荷重にいたるかなり前から鋸の横方向のたわみが増大し、その大きさは挽き材の平面度を著しく損なうほどの挽き材中の鋸の変形の原因となり得ることを示している。

これら一連の研究では、帯鋸の挽き曲がり現象を引張薄板の横倒れ座屈による挽き道の理想直線からの著しいずれとして捉え、座屈荷重を鋸の安定性の指標として考え、その理論値と実測値の比較を行なっているが、理論によって予

想されるよりもかなり低い荷重で帯鋸が大きな変形をおこす原因のひとつに、実験において真に送材方向に平行に荷重を鋸歯先にかけることが困難である上、鋸の横方向の剛性が送材方向に比べてきわめて低いため（通常曲げ剛性で約1万分の1）、わずかの荷重方向のずれによるモーメントによって鋸にねじり変形が発生することが考えられる。送り分力の実測値は第2章で検討するが、このことから実際の挽き材においてもわずかの送り分力の作用方向の鋸身に対するずれによるモーメントや、たとえその大きさがわずかであっても鋸の最も低い剛性の面に作用する横分力によって鋸には曲げやねじれ変形が生じると考えられる。そして製材品に要求される寸法精度（例えばJASでは挽き曲がりや分違いなどと呼ばれる挽きむらに関する規定はないが、分切れ（表示寸法に対する実寸法の不足分）として最大1mmとしている。）の点からみて、これらの鋸の変形による挽き面の平面度の低下が問題となると考えられる。これから帯鋸の挽き曲がりは被削材から受ける送り分力や横分力の双方によって生じる鋸の曲げやねじれ変形による挽き道の変動と捉えるべきで、理論や実験によって求められる送材方向の座屈荷重は鋸の安定性を示すひとつの指標にはなり得るものの、実際に生じる挽き曲がりの発生機構を検討する場合には、鋸に作用するあらゆる力と変形様式や剛性などの鋸の変形特性を包括的に検討する必要があるといえる。この点についてPahlitzschら<sup>45-47)</sup>は帯鋸の変形特性を検討する際、送り分力と横分力およびそれらの合力の各々に対して変形様式やその大きさを検討し、基本的な鋸の変形特性を把握しているが、通常鋸に生じている引張応力の分布や、腰入れ・背盛りの変形への影響および挽き材中の鋸の変形挙動と挽き曲がりとの関連を検討するに至っていない。

本研究では第2章においてまず鋸に作用する力と挽き曲がりについて検討した後、第3章において鋸の変形特性を検討する。また挽き材中の鋸の変形挙動は鋸の振動問題として扱うこともできるが、第4章では挽き曲がりとなる鋸の振動を検出し、これを制御することを念頭において、空転時や挽き材時の鋸の振動特性を検討し、空転時に種々の原因で発生する振動と挽き曲がりとの関連やこれにおよぼす挽き材諸条件の影響を検討する。

## 第2章 帯鋸に作用する力と

### 挽き曲がり<sup>48-50)</sup>

#### 2. 1. はじめに

木材切削に関する基礎的研究のうち、工具に作用する力（切削抵抗）やそれによぼす切削諸条件の影響については二次元切削に関するものが多くみられる。一方、帯鋸や丸鋸による切削は、鋸歯の主切れ刃のみならず、あさりの左右の側面切れ刃も切削に関与する溝切り切削の形態をとり、その解析的な扱いは二次元切削に比べ非常に困難である<sup>51)</sup>。これまでに鋸歯に生じる切削抵抗の基本的特性を把握するため、単一の鋸歯を用いた研究が行われた。土肥ら<sup>52-56)</sup>は単一の帯鋸歯や鋸歯に近い工具を用いて被削材を旋削した時の切削抵抗（主分力、背分力）やその変動などによぼす樹種、切削速度、切り込み深さなどの影響を検討している。Pahlitzschら<sup>57)</sup>やMcKenzieら<sup>58, 59)</sup>は鋸歯の摩耗経過の切削性能への影響を検討するため同様の実験を行っている。雨宮ら<sup>60-62)</sup>はチップソーの単一歯の低速切削実験において、横分力を含めた切削抵抗へのあさりの種類やその形状、切削方向の影響を検討した。また奥村ら<sup>63)</sup>の低速からほぼ通常の切削速度での切削抵抗変動やそれによぼす早晚材差などの被削材の材質変動の影響の検討例など<sup>64)</sup>もみられる。これらの研究によって鋸歯の切削抵抗の基本的性質はかなり明らかになったものの、多歯工具としての鋸に生じる鋸歯間での横分力を含めた切削抵抗の変動については十分な知見が得られていない。

一方、帯鋸や丸鋸の切削機構を論じたものにはHarris<sup>65)</sup>の研究があり、実際の鋸を用いた実験による鋸の切削性能や、寿命、加工精度などの検討は1950年代になって本格的に行われるようになった。例えばKivimaa<sup>66)</sup>やThunell<sup>67)</sup>はおさ鋸の挽き材力の測定や、挽き材力によぼす切削条件<sup>68)</sup>や節<sup>69)</sup>の影響を検討しており、わが国では帯鋸を用いた杉原<sup>72)</sup>、山口ら<sup>73)</sup>、土肥ら<sup>74-76)</sup>の



研究や丸鋸を用いた斎藤ら<sup>77)</sup>の研究に見られるような切削諸条件と挽き材力や切削所要動力、寿命などとの関係の検討例があり、これらの基礎的研究はさらに1970年代にいたるまで継続されている<sup>78-80)</sup>。また、歩むら、挽きむらや挽き曲がりなどの挽き面の平面度などによって表わされる加工精度については、その評価や測定方法の検討例<sup>81-83)</sup>や、製材工場での加工実験結果から、製材機械の種類、鋸歯の形状や鋸の寸法および送材速度などの挽き材条件の加工精度への影響など<sup>84-89)</sup>を検討したものがある。さらに帯鋸の切削性能の向上に関する開発研究がなされる度に挽き材実験がなされ、鋸の性能の一指標として挽き曲がりなどの加工精度が検討されてきた。例えば杉原ら<sup>90,91)</sup>による両歯帯鋸の挽き材実験における送材方向の走行安定性、切削所要動力や加工精度の検討例のほか、穿孔帯鋸<sup>92-94)</sup>、超硬加工帯鋸<sup>95,96)</sup>、ステンレス鋼帯鋸<sup>97)</sup>の挽き材性能や加工精度などが検討されている。ちなみに帯鋸歯の切削性能の向上については、1960年頃から普及しはじめたステライト溶着<sup>98)</sup>、1965年頃から開発の始まった放電被覆、焼入れやクロームメッキなどによる歯先の硬化の技術開発<sup>99,100)</sup>があったが、国内に定着したのは前者のみといえる。また近年ではKrillov<sup>101-104)</sup>がばちあさに代えて三角形のあさり歯を開発し、その挽き材能率を検討するとともに、鋸歯の摩耗指標としての切り屑形状の解析<sup>105)</sup>や、樹種特性と挽き材特性との関係の解析<sup>106)</sup>を行っている。

これら一連の帯鋸の挽き材実験では、切削諸条件と挽き材の結果として得られる加工精度との関係が概括して述べられているのみで、例えばPahlitzschら<sup>107,108)</sup>が挽き材3分力の変動と鋸の変位について検討したり、加藤<sup>109,110)</sup>が限界送材速度の観点から挽き材中の鋸変形を検討しているものの、切削条件の変化による切削機構や切削抵抗の変動と鋸の変形や、その結果挽き面の変位として生じる挽き曲がりとの関係を詳しく検討した例はほとんど見あたらない。

鋸歯の切削性能や加工精度に大きな影響を与える因子のひとつに、歯形やあさりの形状やその寸法精度、研磨状態といった目立て条件がある。帯鋸の目立てに関する研究の初期のものには、梶田ら<sup>111)</sup>、杉原ら<sup>112,113)</sup>が目立て加工機の開発研究に際して、歯高やピッチのむら、歯形の形成機構などを検討して

いるほか、枝松ら<sup>114-118)</sup>のスエーじやシェーパによる帯鋸歯のあさりの形成やその研磨条件についての一連の研究がある。さらにあさりの仕上げ精度と挽き面の性状や粗さに関しては、帯鋸については枝松<sup>119)</sup>、杉原ら<sup>120)</sup>、斎藤ら<sup>121)</sup>の研究があり、丸鋸では福井<sup>122, 123)</sup>の加工面の生成とその粗さにおよぼす切削諸条件の影響の研究など<sup>124, 125)</sup>がある。これらの実験室的研究に加え、実際の目立て加工所での加工精度の実態調査の報告例<sup>126-132)</sup>もみられる。

これら一連の研究は鋸切削における加工面の生成機構の検討を基に、それにおよぼす目立て仕上げ精度などの影響を検討したものであるが、さらに進んで、数は少ないが、目立て条件の変化によって生じる切削機構や切削抵抗の変化、さらにそれがおよぼす加工精度への影響を検討した例もみられる。例えば、加藤<sup>133)</sup>は歯室内で圧縮された切り屑による背分力の増大やそれにおよぼす歯形の影響、樹種特性<sup>134)</sup>を検討している。またSt-Laurent<sup>135)</sup>はあさりの欠損や歯先の形状不良による横分力を含めた切削抵抗の変動<sup>//</sup>を検討している。前述のように、鋸をはじめとする多歯工具では連続する鋸歯間での切削抵抗変動を検討する必要があり、Saljéら<sup>136)</sup>はチップソーの台金の凹凸などによって生じるあさりの出の横方向の不ぞろいによる切削抵抗、刃先の摩耗量、加工面粗さの変化を検討している。一般に帯鋸歯はチップソーの歯に比べ、刃先の鋭利さが劣るだけでなく、歯高、あさりの形状などの鋸歯間でのばらつきが大きく、その結果、切削抵抗の変動も大きくなると考えられる。特にSaljéら<sup>136)</sup>も検討したあさりの出の不ぞろいによって生じる横分力は、帯鋸のように横方向の剛性の非常に低い工具ではわずかな量でも挽き面の平面度を著しく損なう程の鋸変形の原因となると考えられるため、鋸歯の目立て精度と切削抵抗との関係は挽き材の加工精度との関係において十分検討しておく必要がある。

本章では、これらの研究成果をふまえた上で、鋸歯に作用する力の基本的特性を把握するため、まず単一のステライト帯鋸歯による切削実験を行い、切削抵抗とその変動におよぼす切削諸条件の影響や挽き曲がりなどの原因となると考えられる目立て仕上げ状態の影響を検討した後、帯鋸盤を用いた挽き材実験を行ない、挽き材3分力、鋸の変形や挽き曲がりの発生機構やそれにおよぼす切

削諸条件の影響を明らかにする。

## 2. 2. 単一带鋸歯に作用する力

### 2. 2. 1. 実験方法

弾性リング式ロードセル<sup>137-139)</sup> (リング内径50mm、厚さ3mm、図2-1)を介して横型フライス盤のアームに取り付けた単一鋸歯に対し、送りテーブル上に保持した被削材を送り込み、材上面の溝切り切削を行い切削抵抗の3成分を測定した。歯先を衝撃加振して求めたロードセルの主、背、横分力方向の固有振動数は各々568、198、193Hzで、ロードセルからの信号はシグナルコンディショナで増幅後、A/Dコンバータを介してコンピュータに取り込み、切削抵抗の平均値などを求めた。その際3成分間の相互干渉(最大3%)は、予め求めておいた較正式によって補正した。被削材の送り速度は毎分60mmで一定とし、切削抵抗値のサンプリング周波数は5Hzとした。切り込み深さは送りテーブルの昇降によって0.05から0.30mmの範囲の数段階に設定した。被削材にはおもに気乾のスギ心材

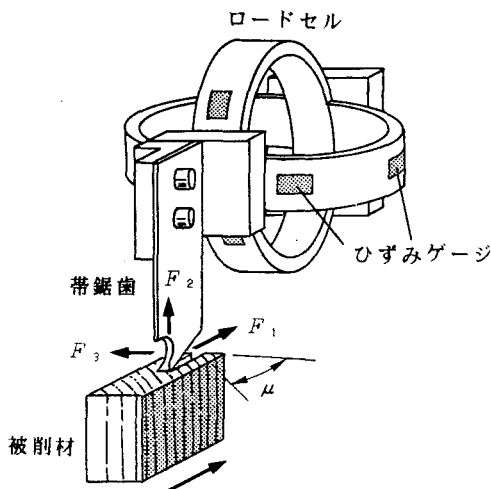


図2-1 切削抵抗測定方法  
 $F_1$ : 主分力、 $F_2$ : 背分力、 $F_3$ : 横分力

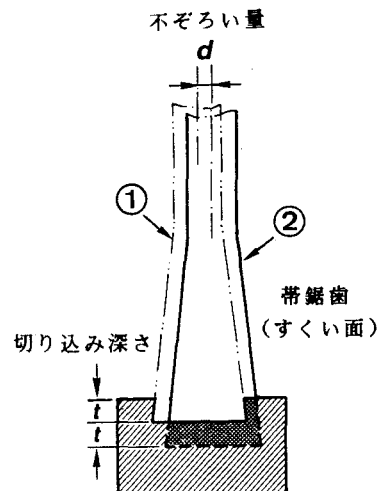


図2-2 あさりの出に不ぞろいがある場合の切削モデル

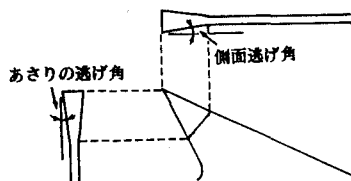
(比重0.43、平均年輪幅1.5mm)のほか、ヒノキ(比重0.48)、カラマツ(0.53)、ハリギリ(0.43)、ホワイトセイヤ(0.45)の気乾材を断面11×45mm、長さ(繊維方向)25mmに加工したものを用いて、まさ目面の縦切削および木表から木裏方向の木口切削を行った。またスギの木口切削では主切れ刃の方向と年輪接線方向とのなす角度 $\mu$ を-10から60°まで変化させた(図2-1)。工具には合金工具鋼(SKS5)製、厚さ1.08mmの鋸身に鑄造合金(ステライト)歯(三菱ビシライト、No.1)をつけた新鋸から切り出した単一のばちあさり歯(あさり幅2.38mm、すくい角22°、逃げ角20°、あさりの逃げ角4°、ピッチ35mm)を用いた。実験では切り込み深さ0.10mmで20回ならし切削をした後切削抵抗を測定し、その際、同一条件での繰り返しは3回とした。

連続する鋸歯間で生じるあさりの出の不ぞろいの切削抵抗への影響を単一鋸歯を用いて検討するため、図2-2に示すように ①所定の切り込み深さ $t$ で切削後、②再度 $t$ を設定するとともにあさりの出の不ぞろい量として被削材を横方向に距離 $d$ だけずらして同一の歯で切削した時の切削抵抗を測定した。目立て条件によって生じる片あさ

り歯にはあさりの位置が鋸身に対して横にずれたため鋸歯の左右であさりの出が異なるものや、あさりの逃げ角などが鋸歯の左右で異なる非対称形の鋸歯が考えられる。今回は側面研磨の際、砥石回転軸の傾斜角度を変化させ、あさりの逃げ角および側面逃げ角を鋸歯の左右で変化させた3群12種の鋸歯(表2-1)の切削抵抗を測定した。表で鋸歯群

表2-1 供試帯鋸歯の仕様

群	鋸歯名	あさり幅 (mm)	あさりの逃げ角(°)		側面逃げ角(°)	
			左	右	左	右
I	t4266	2.11	6.1	2.8	6.0	6.1
	t4466	2.26	6.3	5.5	6.3	6.0
	t4666	2.24	6.5	8.0	6.2	6.4
	t4866	2.10	6.0	10.6	6.6	6.2
II	t6262	2.07	6.0	1.2	6.0	3.0
	t6464	2.26	4.9	4.7	6.0	5.2
	t6666	2.35	3.0	6.6	6.2	8.1
	t6868	2.65	5.5	8.0	6.0	12.2
III	t0202	2.27	1.1	1.2	0.0	2.6
	t0404	2.57	1.2	3.2	0.0	5.0
	t0606	2.47	1.7	4.9	0.3	10.0
	t0808	2.81	1.3	7.2	0.9	12.9



I は側面逃げ角を左右共約 $6^{\circ}$ とし、あさりの逃げ角を左側で約 $6^{\circ}$ とし右側でおよそ $3$ から $11^{\circ}$ まで変えたもの、II は両逃げ角とも左側で約 $6^{\circ}$ とし右側をおよそ $1$ から $12^{\circ}$ まで変えたもの、III は両逃げ角とも左側でできるだけ小さく $2^{\circ}$ 以下とし、右側を $1$ から $13^{\circ}$ まで変えたものとした。なお砥石回転軸角度の微調整は熟練した目立て技術者でも困難を伴い、II 群の t6464、t6666 のようにあさりの逃げ角が設定値より大きくずれる場合があった。

## 2. 2. 2. 切削中の切削抵抗変動

図 2-3 にスギ木口切削中の切削抵抗の変動例を示す。図上段には被削材から切り出した繊維方向長さ $3\text{mm}$ の木口試片の軟 X 線写真の濃度測定(スリット幅 $0.5\text{mm}$ 、高さ $2\text{mm}$ )によって求めた切削方向の被削材の密度変化を示す。主、背分力

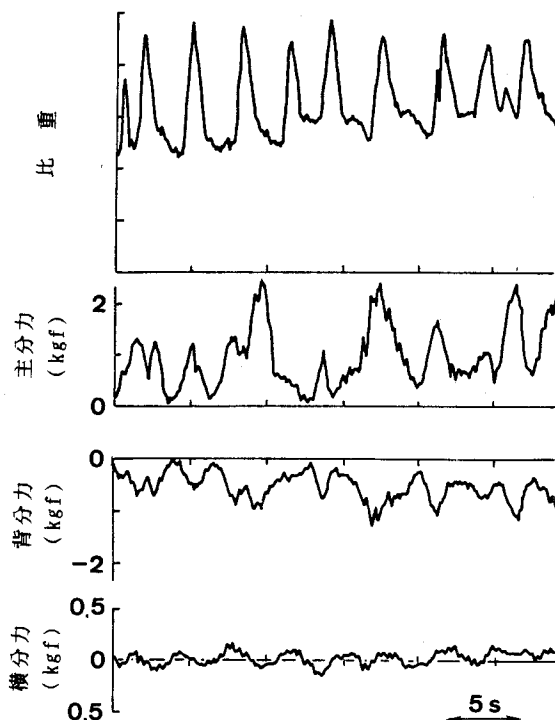


図 2-3 木口切削中の切削抵抗変動例  
スギ、 $\mu:50^{\circ}$ 、切り込み深さ: $0.10\text{mm}$

が示す切削中の大きな変動は早晚材の密度変化によると考えられるが<sup>(63, 64)</sup>、両抵抗成分の変動傾向と密度のそれが必ずしも一致しないのは断続的に生じる被削材の繊維方向の開き破壊が原因と考えられる。横分力は主に側面切れ刃による切削によって発生し、左右の切れ刃での合力として検出され、通常はほとんど発生しないと考えられる。しかし角度 $\mu$ の変化によって左右の側面切れ刃で同時に切削する部分に密

度差が生じると図のように横分力に変動が生じると考えられる。

図2-4に3種類の切り込

み深さについて、切削抵抗3成分の変動幅（早晚材の密度変動によると考えられる切削抵抗変動成分のp-p値（波高値）の平均値）の角度 $\mu$ による変化を示す。図から主分力の変動は $\mu=20^\circ$ 付近で、背分力の変動は $30^\circ$ 付近で最大となること、この傾向は切り込み深さが大きいほど明らかであることがわかる。一方、横分力は $\mu$ と共に増大し、切り込み深さが0.15mmでは $\mu=45^\circ$ 付近、すなわち切削中のある時点で両側面切れ刃にあたる部分に明らかな早晚材差の生じる条件の1つに当たる時に最大

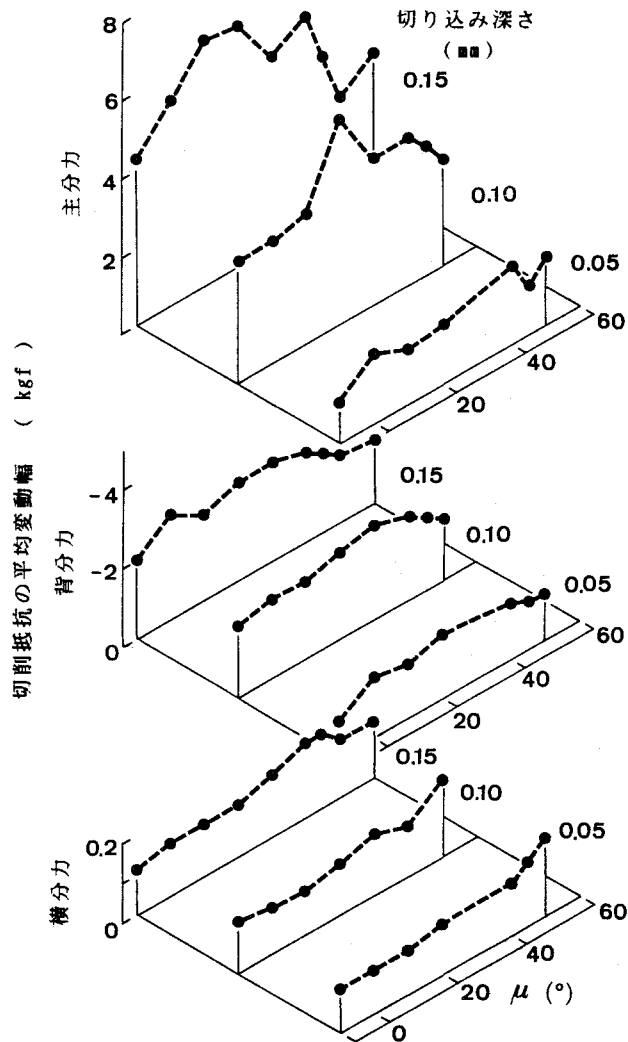


図2-4 切削抵抗の変動の $\mu$ による変化（スギ）

になった。またこれらの変動の周期は $\mu$ と共に長くなり、 $\mu$ が $90^\circ$ 付近で片方の側面切れ刃のみが晩材部を切削する場合にはその切れ刃が反対側に押される方向に一定の横分力が発生した。通常の挽き材で常に $\mu=0^\circ$ となることはなく、鋸歯には主、背分力に比べれば小さいが常に周期的に変動する横分力が生じていると考えられる。これらの早晚材差による切削抵抗変動は用いた他の樹種の内ハリギリ、ホワイトセラヤより早晚材差の顕著なヒノキ、カラマツのような

針葉樹で大きく、主、背分力測定値の変動係数(1回の切削で取り込まれた約500個の切削抵抗値の平均値に対する標準偏差の比)は、前2者で0.5以下、後2者では0.7以上になり、横分力の変動幅はカラマツの場合約1kgfに達した。ちなみに主、背分力の平均値はヒノキ、カラマツについてはその他に比べて大きくなったが、これはこれらの樹種の比重が他よりも大きかったためと考えられ、比重に差がなければ、樹種による差はほとんどないといえる。

早晚材の密度差などの被削材材質の変動による切削抵抗の変動は、縦切削に比べ、今回検討したような、鋸による縦挽きに代表される木口切削において特に顕著になると考えられるが、実験の結果、その変動は横分力にも現れることがわかった。後章で実際の挽き材実験によって被削材の材質と挽き曲がりとの関連を検討するが、特に帯鋸のように横方向の剛性の低い工具ではこのような横分力の変動が鋸身の振動や挽き曲がりの一原因となると考えられる。

### 2. 2. 3. あさりの出の不ぞろいの影響

図2-5にあさりの出に不ぞろいがある場合の切削抵抗の変動例を、図2-6に4種

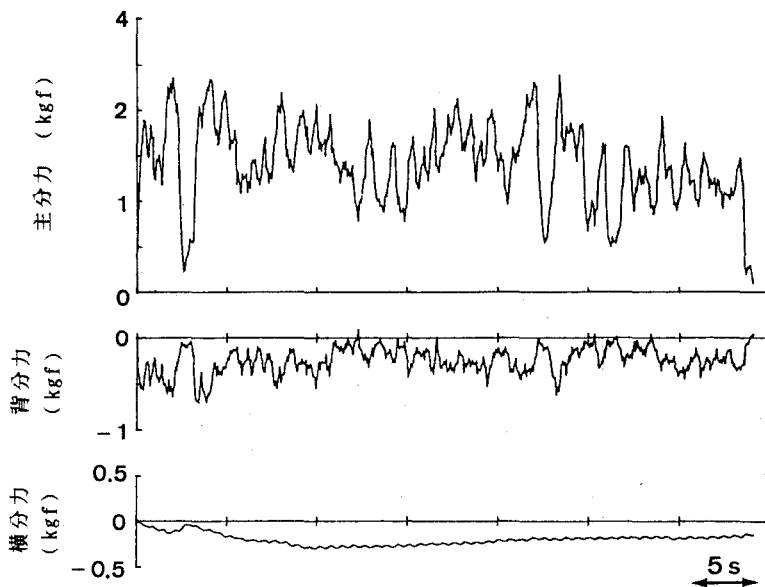


図2-5 あさりの出に不ぞろいがある場合の切削抵抗変動例  
スギ、切り込み深さ:0.15mm、不ぞろい量:0.20mm

類の切り込み深さについて主、背分力のあさりの出の不ぞろい量による変化を示す。図2-6から切り込み深さが0.20mm以下では、主分力は不ぞろい量が0.5mm

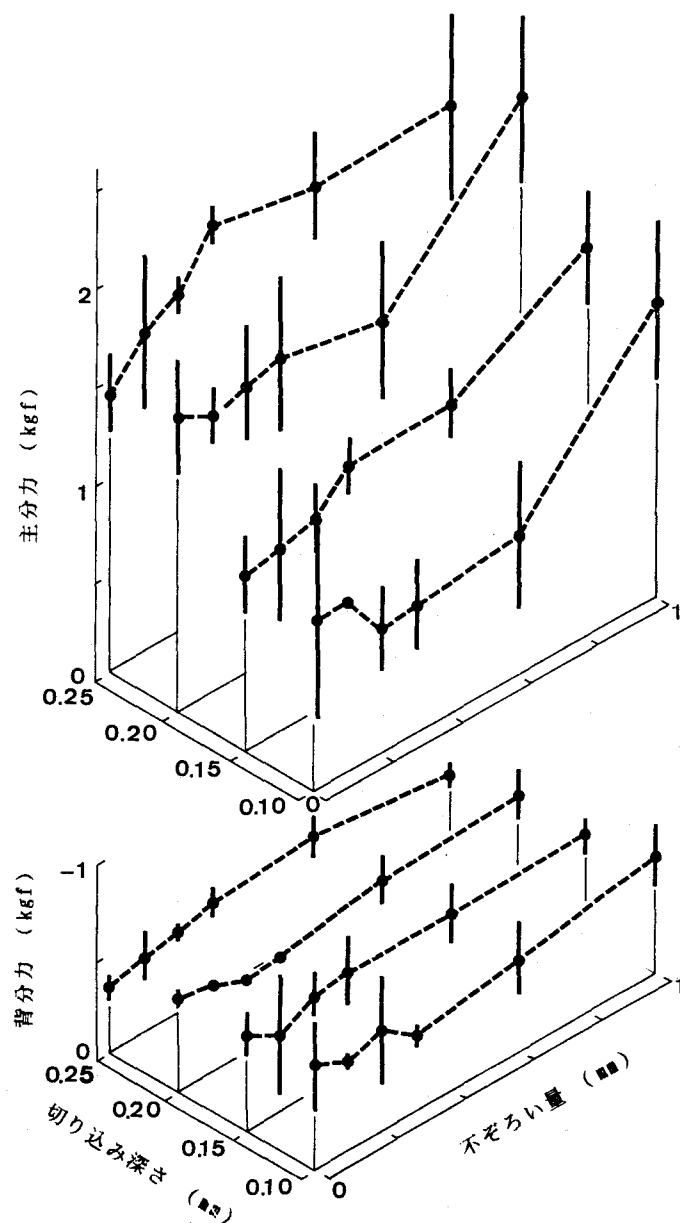


図2-6 あさりの出の不ぞろい量と主分力、背分力との関係 (スギ)  
プロットおよびバーは各々3回の繰り返しの平均および範囲を示す。



以上で急激に増加し、不ぞろい量が1.0mmでは不ぞろいがない場合の1.5から2倍になった。また切り込み深さが0.25mmでは主分力は不ぞろい量と共に増加した。これらから不ぞろい量がおよそ0.50mm以上あるいは切り込み深さが0.25mm以上になると、不ぞろいによって生じる1回目の切削に対する2回目での被削材の除去体積の増加によって主分力が明らかに増加することがわかる。また背分力は不ぞろい量が0.40mm以下では一定の変化傾向を示さず、それ以上ではわずかに増加する傾向が見られるものの、条件によらず0.5kgf前後であった。また主、背分力の変動係数の切り込み深さ、不ぞろい量による変化はほとんどなくその大きさは約0.5であった。

あさりの出に不ぞろいがある場合、図2-5に示すように切削中に主、背分力に比べ緩やかに増減する横分力の発生が見られたが、この力は図2-2に示すように1回目の切削に対して2回目の切削では側面切れ刃の切削幅があさりの左右で異なることによって生じると考えられる。そしてこの横分力は今回用いた歯先形状では鋸歯が挽き道側面から押し返される方向に作用した。図2-7に3種類の切り込み深さについて横分力と不ぞろい量との関係を示す。切り込み深さが0.10、0.20mmでは不ぞろい量が0.30mmまで、切り込み深さが0.30mmでは不ぞろい量が

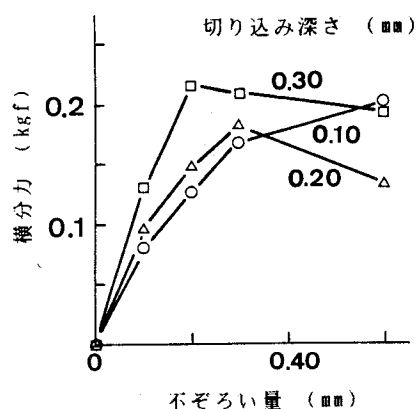


図2-7 あさりの出の不ぞろい量と横分力との関係 (スギ)

0.20mmまで横分力は不ぞろい量と共に増大し、その割り合いは切り込み深さが大きくなるほど大きかった。また横分力はおおよそ不ぞろい量が0.30mm以上ではほぼ一定となる傾向がみられ、その大きさは切り込み深さが0.10、0.30mmでは約0.2kgfであった。これは不ぞろい量がある程度大きくなると、側面切れ刃での切り屑生成が安定して生じるためと考えられる。

被削材中に埋もれた石や金属片によって鋸歯に欠けなどの欠損が生じるような場合<sup>135)</sup>を除いてあさりの出の不ぞろいが1mmにもなることはなく、通常が目立てによって生じる不ぞろい量は高々0.2mm程度と思われる<sup>130)・131)</sup>。この程度の不ぞろい量による、主、背分力の変化は今回の実験結果からすれば、ほとんどなく、一歯あたりの横分力の変化もわずかである。しかし、実際の挽き材のように一度に複数の鋸歯が切削を行う場合や、鋸身にいわゆるひずみ(腰入れ状態、挽き材条件、せりや鋸車の調整状態によって鋸身に生じる部分的な凹凸)が生じている場合には、それによるあさりの出の不ぞろいによって生じる横分力は、挽き面の平面度を損なう程の鋸身の変形の原因となると考えられる<sup>135)</sup>。

## 2. 2. 4. あさりの逃げ角、側面逃げ角の影響

表2-1に示すように鋸歯の左右であさりの逃げ角や側面逃げ角を変えた3群の鋸歯の切削抵抗を測定した結果、図示していないが、主分力については各鋸歯とも切り込み深さと共にほぼ直線的に増加する傾向がみられ、その割合は鋸歯によって多少の差があった。この原因のひとつにあさり幅の差があげられる。またⅢ群の鋸歯の主分力が他群より約1割大きくなったが、その原因としてあさり幅の差のほかに両逃げ角があさりの片側で非常に小さいために生じる鋸歯側面と挽き道側面との間での摩擦抵抗の影響が考えられる。背分力については各鋸歯とも切り込み深さや鋸種による差はほとんどなく、いずれの条件でも0.8kgf程度であった。

図2-8に3群の鋸歯について切り込み深さと横分力の関係を示す。いずれの条件でも横分力は0.1kgf以下と、主、背分力に比べ非常に小さかったが、概ね切り込み深さとともに増大する傾向がみられた。あさりの逃げ角のみを鋸歯の左右で変えたⅠ群ではt4266および左右の逃げ角の差が最小のt4466で横分力が小さくなった。またⅡ群の鋸歯のうちt6464, t6666は実際のあさりの逃げ角が6°から大きくずれてしまっているが、Ⅰ群と同様Ⅱ群でも左右のあさりの逃げ角が最小のt6464で横分力が最小となった。Ⅰ, Ⅱ群とも左右の逃げ角の差分と横分力との間に明確な関係は認められなかったが、両群で各々t4466, t6464の横分

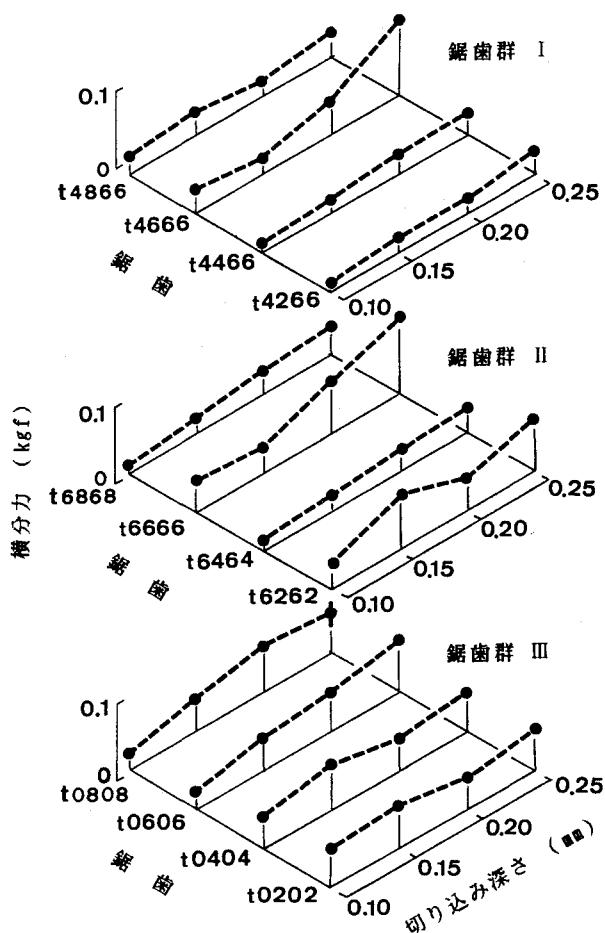


図 2-8 3群の鋸歯の横分力 (スギ)

力と他との比較からあさりの逃げ角あるいは側面逃げ角の左右での差がおよそ $2^{\circ}$ 以上になると横分力の発生が明らかになると考えられる。一方Ⅲ群では他群に比べ横分力が大きくなったがこれはあさりの片側で両逃げ角が非常に小さいため、あさりの側面と挽き道側面との接触面積が大きく、常に鋸歯先側面が押し返されるように横分力が作用したためと考えられる。

通常のステライト帯鋸歯の目立てでは、あさりの成形仕上げに2個

の回転砥石を持つ側面研削盤が使用され、あさりの側面形状は各砥石の回転軸の傾斜角度によって決まる仕組みになっている。しかもその傾斜角度はそれぞれ独立に調整する構造になっており、回転軸角度などの設定が左右の砥石で異なることがままあると考えられる。概括的ではあるが、本節の結果から、あさりの形状を決定する角度の鋸歯の左右での差が比較的小さくても横分力に差が生じる可能性が確かめられた。今後さらに側面研削盤の機構の改善を含めて、目立て仕上げ状態と切削抵抗との関係を詳しく検討してゆく必要がある。また本節では片あさり歯として非対称形のあさり歯の切削抵抗を検討したが、あさ

り形状は対称形でも、あさりの位置が鋸身に対して、鋸厚方向にずれることによる片あさりも考えられる。これについては片あさりによる切削機構の変化による切削抵抗の変動よりもむしろ、切り屑の収容や排出の変化によって生じる鋸に作用する力の変化の観点から検討が行なわれるべきであり、それには単一鋸歯による実験ではなく、実際の鋸による挽き材実験が必要となるので、後章に議論を譲ることとした。

## 2. 3. 挽き材3分力と挽き曲がり

### 2. 3. 1. 実験方法

挽き材には試験用小型送材装置付きの800mmテーブル帯鋸盤を用いた。挽き材中の帯鋸に作用する力は、その反力を送材装置に取り付けた弾性リング式3分力ロードセルを用いて測定した（図2-9）。本ロードセルは被削材支持テーブル下

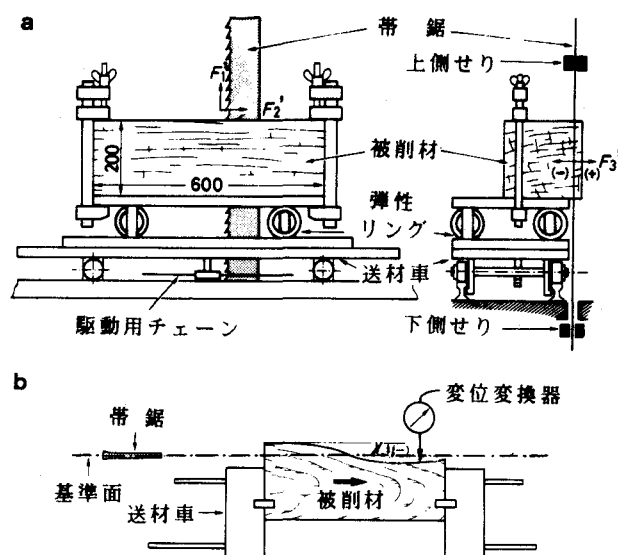


図2-9 挽き材3分力、挽き曲がり量の測定

a: 挽き材3分力の測定

$F1'$ : 切削方向、 $F2'$ : 送材方向、 $F3'$ : 横方向

b: 挽き面の変位 ( $y$ ) の測定

部の4個のジュラルミン製リング（外径60mm、厚さ5mm）からなり、各リングの内外周面には垂直力および水平力を独立して検出できるように各々4枚のひずみゲージを貼り付けてある<sup>(137-139)</sup>。4個のリングを図のように配置することにより被削材が帯鋸から受ける力の直交3成分、 $F_1'$ （切削方向）、 $F_2'$ （送材方向）、 $F_3'$ （横方向）をほぼ相互干渉無しに測定することができる。ロードセルの固有振動数は3方向とも約160Hzであった。各分力は図に示す方向を正とする。

挽き材中の鋸の変形を知るため上側せりの下方約130mmに2台の渦電流式変位変換器（応答周波数50kHz）を設置し、歯底および鋸後縁付近での鋸身の横方向の変位（ $d_f$ 、 $d_r$ ）を測定した（図2-10）。挽き曲がり量は、理想挽き面からの挽き面の偏差（ $y$ ）とし、鋸車側を正としてダイヤルゲージ式変位変換器で挽き材後に送材車に残った被削材の挽き面について測定し（図2-9b）、考察では主に挽き面の最大変位（最大挽き曲がり量）（ $y_{max}$ ）を用いた。また各測定機器からの信号は電磁オシログラフおよびペンレコーダに記録した。

被削材としてホワイトセラヤ（比重0.54、含水率42%）、およびベイツガ（比

重0.50、含水率28%）を用

い、長さ600mmで、二方ま

さ木取りで断面を所定の

寸法に仕上げたものから

厚さが約10mmの板目板ま

たはまさ目板を挽き材し

た。また被削材の繊維走

行方向の挽き曲がりへの

影響を検討するため、送

材方向と被削材の繊維走

行方向の成す角度（ $\delta$ ）

を $-15^\circ$  から $+15^\circ$  まで変

化させた試料も挽き材し

た（図2-10）。

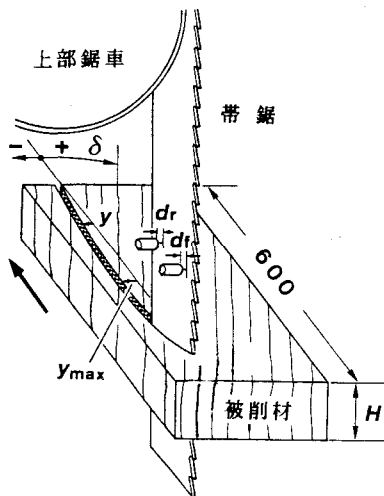


図2-10 挽き材中の鋸の変位の測定

$d_f$ 、 $d_r$ : 鋸前後縁での横方向変位、 $H$ : 挽き幅、 $y$ 、 $y_{max}$ : 挽き面の変位とその最大値、 $\delta$ : 送材方向と木理走向方向のなす角度

実験1では種々の挽き材条件の挽き材3分力や挽き曲がりへの影響を検討するため表2-2に示した実験因子および水準の組み合わせで挽き材を行った。帯鋸には合金工具鋼（SKS5）製、厚さ0.81mm、幅100mm、ピッチ25mm、刃先角20°、すくい角24°のもの2本（鋸L0、F0）を用いた（表2-2）。鋸速は24.8m/sと

表2-2 実験因子と水準

因 子	水 準
帯 鋸	L0:水平仕上げのみ F0:腰入れ・背盛り
緊張力 (kgf)	470, 670
挽き幅 (mm)	50, 100, 150, 200
せりと鋸身の間隔 (mm)	0.25, 0.50, 1.00
帯鋸に対する送材方向のなす角度 (°rad)	2.0, 0.3, -2.0 (鋸L0) -0.7, -1.3, -4.9(鋸F0)
送材速度 (m/min) (一歯当りの送り(mm))	3,6,12,24,36,48,60 (0.05から1.0)

し、上下せりの間隔は560mmとして挽き材は上下鋸車軸間のほぼ中央で行い、同一条件での繰り返しはおもに3回とし、一部の条件で7回とした。

実験2では前章でも言及したように、あさりの形状は鋸歯の左右で対称であるが、鋸身に対するあさりの位置にずれによって鋸身の左右であさりの出が異なる片あさり鋸歯の影響を検討するため、ある目立て加工所で仕上げられた19本の新鋸から選んだ、腰

入れおよび背盛りを施した鋸2本（表2-2、鋸F1、F2）、水平仕上げの鋸2本（鋸L1、L2）を用いた。鋸の諸元は実験1に同じであるが、鋸F1、F2は各々左右のあさりの出の差が最小であった鋸と最大のもの、鋸L1、L2は差のほぼ等しかった鋸である。各鋸のあさりの出とあさり幅につい

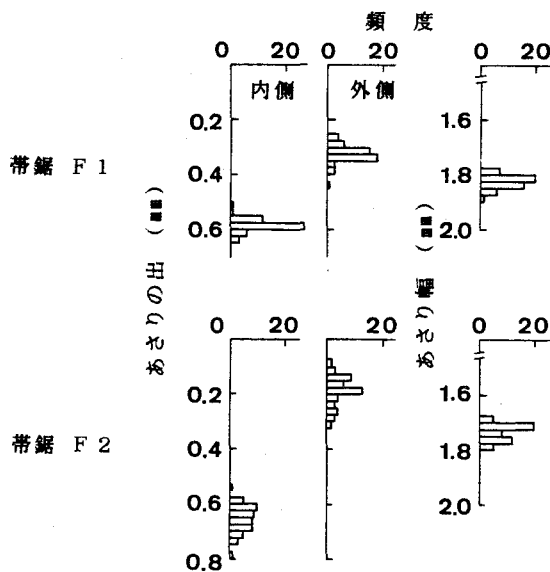


図2-11 帯鋸F1、F2のあさりの出とあさり幅の分布

表2-3 供試鋸帯鋸のあさりの出と幅

帯 鋸	あさりの出 (mm)		あさり幅 (mm)
	内 側	外 側	
F 1	0.57 <sup>*1</sup> (0.022) <sup>*2</sup>	0.31 (0.033)	1.80 (0.025)
F 2	0.63 (0.046)	0.16 (0.054)	1.71 (0.030)
L 1	0.57 (0.029)	0.19 (0.030)	1.68 (0.028)
L 2	0.50 (0.036)	0.20 (0.039)	1.60 (0.031)

<sup>\*1</sup>, <sup>\*2</sup>: 50歯の平均値および標準偏差  
 帯鋸 F 1, F 2 は腰入れ・背盛り、L 1, L 2  
 は水平仕上げのみ

表2-4 供試帯鋸の腰入れ・背盛り量、剛性

帯 鋸	腰入れ 半径 (mm)	背盛り 半径 (mm)	ねじり剛性 <sup>*1</sup> (*10 <sup>-3</sup> kgf/mrad)	ねじりの中心 位置 <sup>*2</sup> (mm)
F 1	12	190	6.6	71.2
F 2	11.6	240	6.6	71.2
L 1	∞	750	4.7	67.5
L 2	∞	1,100	4.3	69.2

<sup>\*1</sup>: 鋸歯先に横方向荷重を加えたときの単位ねじれ角当りの荷重  
 (帯鋸自由部分長560mm、緊張力470kgf、鋸の出10mmでの測定値)

<sup>\*2</sup>: 歯底からの測定値

て、図2-11には鋸 F 1、  
 F 2 についてそれらの  
 分布を、表2-3には各鋸  
 の50歯についての平均  
 値と標準偏差を示した。  
 また各鋸の腰入れ、背  
 盛り半径とPahlitzsch  
 ら<sup>47)</sup>が示した方法に従  
 って測定した帯鋸の横  
 方向の剛性の値を表2-  
 4に示す。実験2での挽  
 き材条件は、帯鋸の緊  
 張力を470kgf、せりと  
 鋸身の間隔を0.25mmと  
 し、そのほかは実験1  
 と同じとした。

## 2. 3. 2. 挽き材3分力の変動、鋸の変形と挽き曲がり

図2-12に電磁オシログラフに記録された3分力、鋸身の変位とペンレコーダに記録された挽き面の変位の一例を示す。 $F_1'$ の立ち上がりと下降が挽き材の開始と終了に当たる。 $F_1'$ 、 $F_2'$ は挽き材中にわずかに変動するが、ほぼ一定かわずかに増加した。この原因として本実験では各分力が被削材側で測定されており、測定値には鋸歯先が被削材におよぼす力だけでなく、挽き材の進行とともに変形してゆく鋸身と被削材間の摩擦力や、挽き道に詰まった切り屑が被削材におよぼす力の各方向成分が含まれることが考えられる。

被削材が鋸歯から受ける挽き材力の主分力(切削方向成分)の真の方向は鋸速度のベクトルと送材速度のその和の方向であるが、今回のように鋸速度に対して送材速度が最大でも4%と、十分小さい場合には測定された $F_1'$ を主分力

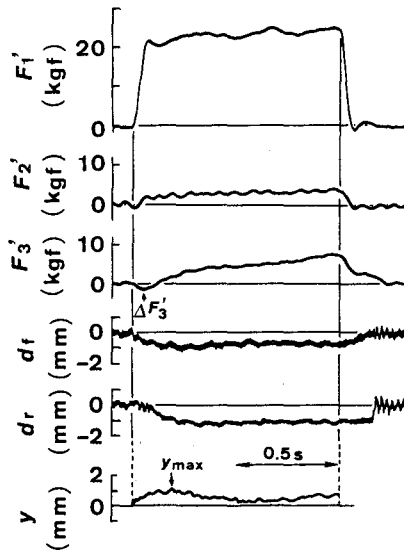


図 2-12 挽き材3分力、鋸の変位および挽き面の変位の測定例  
 帯鋸:F1、被削材:ホワイトセラヤ、挽き幅:100mm  
 送材速度:36mm/min

とみなしてよいと考えられる。主分力は挽き材時の鋸の変形には直接に関係しないが、挽き材条件によるその変化を図2-13に示し検討を加えておく。図中、送材速度とともに示した一歯当りの送りは、鋸歯のピッチと送材速度の積を鋸速度で除したもので、真の値ではないが、主分力と  $F_{1'}$  との関係と

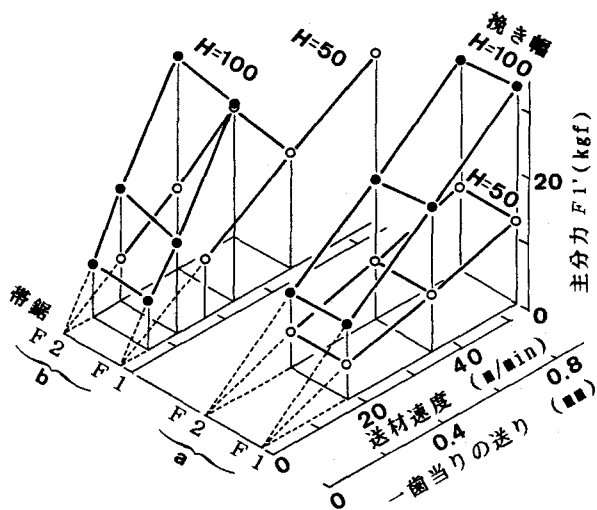


図 2-13 主分力と送材速度との関係  
 a: ホワイトセラヤ、b: ベイツガ

同様、これをもって一歯の送りとして問題ないといえる。主分力と送材速度はほぼ比例関係にあった。挽き幅が2倍になると同時に切削する歯数が2倍になり、



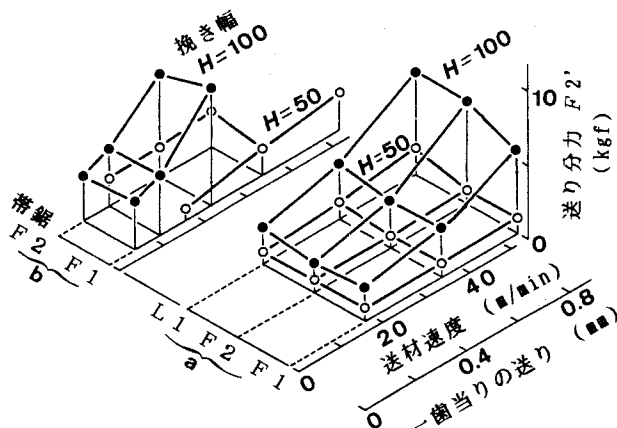


図 2-14 送り分力と送材速度との関係  
a: ホワイトセラヤ、b: ベイツガ

主分力も2倍になると考えられるが、測定結果では2.2から2.5倍に増加した。これは挽き幅が大きいと挽き道に詰まる切り屑の量が多く、歯先以外で切り屑を介して被削材に作用した力が大きかったためと考えられる。またベイツガの主分力はホワイトセラヤの約2倍で

あった。鋸 F1 と F2 ではあさり幅にわずかな差があるが、これらの鋸での主分力の差は小さく、これらと他の鋸との差も小さかった。

送り分力も主分力と同様  $F_2'$  で検討でき、図2-14にその挽き材条件による変化を示す。送り分力は帯鋸のねじれ変形を増大させるように作用し、挽き曲がりの発生に関与すると考えられるが、その大きさは主分力の3分の1以下で、挽き幅が50mmでは2~3kgfとほぼ一定か、送材速度とともにわずかに増加した。一方、挽き幅が100mmでは送材速度に対し指数関数的に増加し、挽き幅が50mmの場合の2~4倍に達した。しかし、送り分力の鋸による差は主分力と同様ほとんどなく、測定系の応答周波数が約100Hzと低いため分力の瞬間の変化は議論できないものの、これまでに導かれている座屈荷重の計算値よりはかなり低いといえる。またベイツガの送り分力はホワイトセラヤの2~2.5倍になった。

単一鋸歯の実験では比重が同じであれば樹種による主、背分力の差はなかったが、挽き材実験ではベイツガとホワイトセラヤと比重の差がほとんどないにも拘らず、ベイツガの主、送り分力はホワイトセラヤの約2倍となった。この原因のひとつに、切り屑形状の違いが考えられる。すなわちホワイトセラヤの切り屑が粉末状であったのに対して、ベイツガの切り屑は細長くかつ折れ曲がった形状であった。このことからベイツガの切り屑は歯室からこぼれにくく、挽

き道に詰まりやすいため主、送り分力がホワイトセラヤに比べて大きくなったと考えられる。

$F_3'$ は図2-12に示すように挽き材の進行とともに増加しているが、その値は変形した鋸身の反力に歯先に作用した横分力が加わったものと考えられる。そして横分力に比べ鋸身の反力が大きいため、測定された $F_3'$ は概ね反力を示したと考えられる。このように今回の測定では鋸の変形による反力が横分力の測定の障害となるため、次に被削材と鋸との接触がほぼ刃先のみに限られたと考えられる挽き材開始直後の $F_3'$ と鋸の変形挙動について検討する。

図2-12の鋸身の変位の時間変化から推定すると、鋸は挽き材の開始とほぼ同時に刃先が鋸車側に回転する方向にねじれ始めた（図での鋸身の変位は鋸車側に生じた場合を負とする）。これは挽き材開始時に刃先に横分力が作用したため、この横分力は、挽き材開始時の鋸のねじれ変形による反力が $F_3'$ には正の値として現れるはずであるにもかかわらず、図に示すように $F_3'$ がわずかに負、すなわち被削材が鋸車側に引っ張られる方向に発生し、その後増加したことからわかる。そして $F_3'$ が負から再び0になった時にも鋸歯はねじり変形をしていることから、この状態において鋸の横方向に作用する力については、鋸の変形による反力と歯先に作用した横分力がつりあっていると考えられる。そして挽き材がある程度進行するとのこの前後での変位がほぼ等しくなっていることから、鋸の変形はねじれから曲げに移行し、それによる鋸身の反力にほぼ対応して、 $F_3'$ は図のような変化をしたと考えられる。

挽き材実験では鋸に作用する力を被削材側のロードセルで測定したため、切削によって刃先に作用する力の反力以外に鋸身が直接あるいは切り屑を介して被削材におよぼす力が測定値に影響すること、単一鋸歯の切削に比べ切削速度が速く、切削抵抗の変動もすばやいにも拘らず、測定系の応答周波数が十分高くないことなどのため、切削抵抗の絶対値や変動を単一鋸歯のそれらと厳密に比較することはできないが、実験結果から挽き材中に鋸に作用する力の概要は把握できるものと考えられる。

### 2. 3. 3. 被削材の材質の挽き材分力、挽き曲がりへの影響

図2-15は同一の挽き材条件で7回挽き材した時の挽き道の変位を示す。挽き材開始時の挽き道の変位のばらつきは鋸の振動によると考えられる。一歯当りの

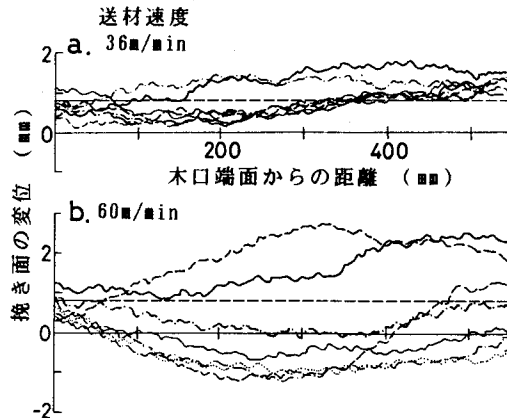


図2-15 同一条件での挽き面の変位のばらつきの例  
帯鋸: F O、被削材: ホワイトセラヤ、挽き幅: 100mm  
緊張力: 470kgf

送りが0.6mmの場合には(同図a)、概ね挽き道は理想挽き面の付近でわずかに変化し、その形状のばらつきも小さいが、例外的に2本の挽き道形状が他と異なる。一歯当りの送りが1.0mm(同図b)では、挽き材開始時の挽き道のばらつきは図aと同じ程度であったが、その後の挽き道形状のばらつきは非常に大きくなった。これらのばらつきは被削材の木理走行などの影響によると考えられるが、これをさらに検討するため、図2-16に繊維走行方向と送材方向のなす角( $\delta$ )による送り分力、前述の挽き材開始時の $F_{3'}$ の変動量 $\Delta F_{3'}$ (図2-12)と最大挽き曲がり量との関係を示す。送り分力は挽き幅や送材速度の増加とともにわずかに大きくなったが、角度 $\delta$ に対しては一定であった。 $\Delta F_{3'}$ は送り分力に比べその値は小さいが、鋸の剛性の最も低い面に作用する力として鋸の変形に大きく影響すると考えられる。挽き幅が50mmの場合には明らかではないが、角度 $\delta$ が負から正に変化するにつれ、 $\Delta F_{3'}$ は正から負に変化する傾向がみられ、挽き面の変位も $\Delta F_{3'}$ によって鋸がねじれる方向に発生し、その大きさも角度 $\delta$ とともに増加した。しかし送材速度や角度 $\delta$ が大きい場合など一部の条件で

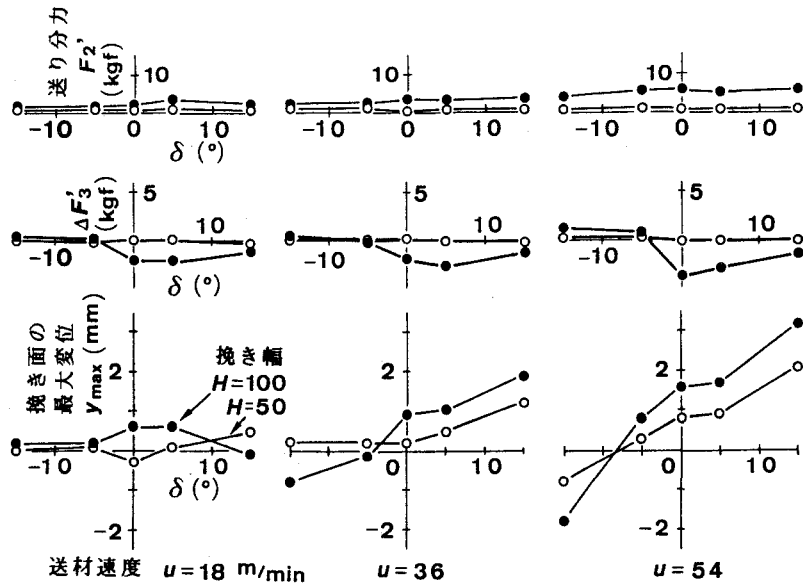


図2-16 被削材の木理走向方向の挽き材分力、挽き曲がりへの影響  
 帯鋸: F1、被削材: ホワイトセラヤ、緊張力: 470kgf

最大挽き曲がり量が角度 $\delta$ とともに明らかに増加したのに $\Delta F_3'$ の変化が必ずしもこれに対応していない場合がある。これはそれらの条件では挽き材の開始とともに鋸が急激にねじられたため鋸の反力が急激に増加し、これによって鋸歯に作用した横分力が打ち消され、測定結果に現れなかったためと考えられる。この様に鋸歯には鋸を木理に沿って変形させるような横分力が作用し、これと送り分力との合力によって鋸が変形し、挽き曲がりが発生するといえる。

#### 2. 3. 4. 挽き材条件の挽き材分力、挽き曲がりへの影響

本節では鋸種、送材速度、緊張力、挽き幅などの挽き材条件の挽き材分力や挽き曲がりへの影響を検討する。ただし、横分力の挽き材中の変動は前述のように今回の荷重測定方式では測定不可能なため、おもに送り分力と挽き曲がり量の結果から考察を進める。

図2-17は2種類の挽き幅について一歯当りの送り(送材速度)と送り分力、最大挽き曲がり量との関係を示す。図から挽き幅が200mmでは送り分力は送材速度の

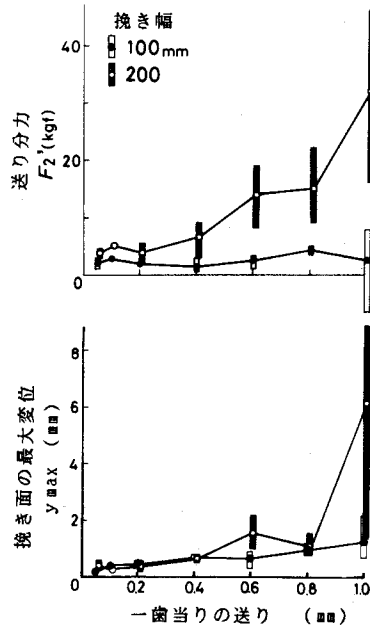


図 2-17 一歯当りの送りと送り分力、挽き曲がり量との関係  
(パラメータ: 挽き幅)

帯鋸: F O、緊張力: 470kgf、プロットおよびバーは  
各々、3回の繰り返しの平均および範囲を示す。

増加にともない急激に大きくなり、ほぼそれに対応して挽き曲がり量も増加していることがわかる。送り分力が30kgfにもなる条件では鋸身にはいわゆる横倒れ座屈が生じているとも考えられるが、それ以外の条件での送り分力は20kgf以下であり、計算によって求められる座屈荷重よりかなり小さく、これらの条件での挽き曲がり量は送りおよび横分力の合力による鋸の曲げやねじれ変形によると考えられる。

図2-18は2種類の緊張力について一歯当りの送りと送り分力、最大挽き曲がり量との関係を示す。送り分力は送材速度とともにわずかに増加する傾向を示すが、緊張力による差は認められない。しかし最大挽き曲がり量は明らかに送材速度とともに増加し、緊張力が低い場合に大きくなった。緊張力の変化は挽き材作用や挽き材力に影響しないと考えられるので、挽き曲がり量の緊張力による差は、それによる鋸身の横方向の剛性の変化によると考えられる。同様の結果は帯鋸に腰入れや背盛り処理を施して鋸身の剛性が変化した場合にも認めら

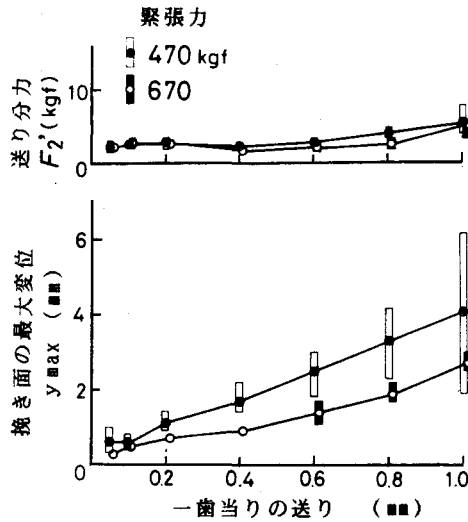


図 2-18 一歯当りの送りと送り分力、挽き曲がり量との関係  
(パラメータ：緊張力)

帯鋸：F O、挽き幅：100mm、その他は図2-17参照

れると考えられる。例えば、図2-19は腰入れ・背盛りの鋸F Oと水平仕上げのみの鋸L Oについて送材速度と送り分力、最大挽き曲がり量との関係を示すが、図から両鋸で送り分力に差はないが、挽き曲がり量は腰入れ・背盛りされた鋸の方が明らかに小さいことがわかる。これは後章でも検討するが腰入れ・背盛

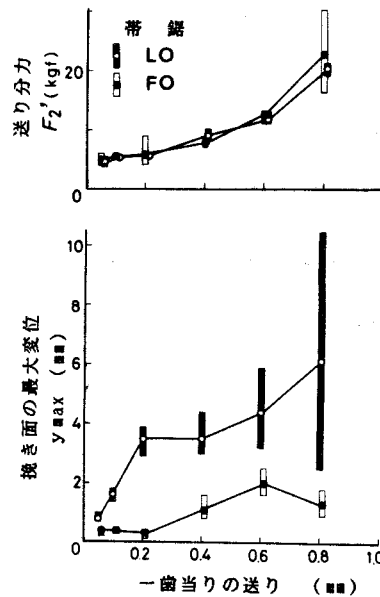


図 2-19 一歯当りの送りと送り分力、挽き曲がり量との関係  
(パラメータ：鋸種)

緊張力：470kgf、挽き幅：200mm、その他は図2-17参照

りによる鋸の剛性の上昇が原因と考えられる。

表2-5 挽き面の最大変位に関する分散分析結果

要 因	自由度	*1	寄与率 (%)
A: 帯 鋸	1	**	19.2
B: 送材速度	5	**	26.4
C: 緊 張 力	1	*	0.7
D: 挽 き 幅	1	**	8.8
A×B	5	**	8.0
A×C	1		
A×D	1	**	6.3
B×C	5		
B×D	5	**	3.2
C×D	1		
3,4次の交互作用	21	*	3.6
誤 差	96		23.6

\*1: \*, \*\*は各々5%および1%有意水準で有意を示す

挽き材条件の挽き曲がり量への影響をまとめるため、実験1について鋸種、送材速度、緊張力、挽き幅を因子として最大挽き曲がり量の分散分析を行い、各因子の寄与率を求めたものを表2-5に示す。表から特に送材速度と鋸種の挽き曲がり量への寄与が大きいことがわかる。その一方で誤差

の寄与率も大きいことから検討した4因子以外の影響、例えば前述のような被削材の材質や鋸歯の状態などの挽き曲がりへの影響も大きいと考えられる。

さらに今回の実験では帯鋸盤の調整状態の挽き曲がり量への影響も検討した。図2-20は鋸とせりの間隔の最大挽き曲がり量への影響を示す。図から今回の条件ではせりと鋸身の間隔が0.25mmの場合に挽き曲がり量は最小となるが、0.50mmと1.00mmでは挽き曲がり量に差がないか、むしろ後者の方が小さくなる傾向

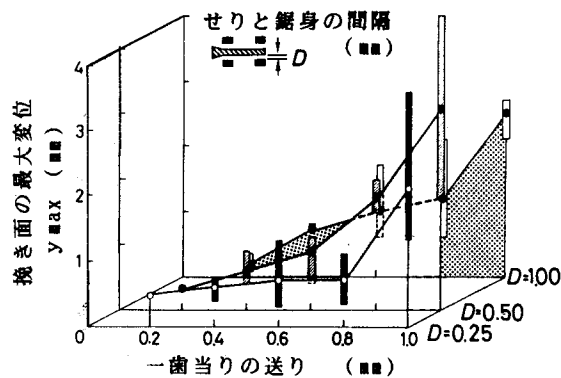


図2-20 せりと鋸身の間隔と挽き曲がり量との関係  
帯鋸:F0、挽き幅:150mm、緊張力:470kgf  
その他は図2-17参照

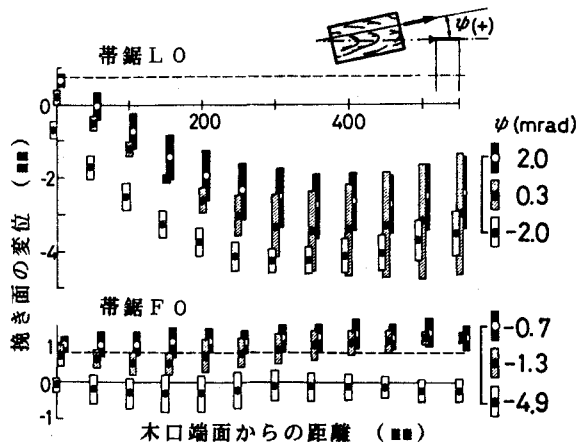


図 2-21 送材方向と挽き曲がり量の関係  
 挽き幅:150mm、緊張力:470kgf、一歯の送り:0.6mm  
 プロットおよびバーは各々、3回の繰り返しの平均  
 および範囲を示す。

にあった。さらに図2-21は送材装置のガイドレールの方向を調節して、鋸に対する送材方向を変化させた場合の挽き曲がりへの影響を示す。鋸 L O では送材方向によって挽き曲がりの発生方向およびその大きさが変化することがわかるが、挽き材の後半では挽き道の形状のばらつきが大きくなり送材方向の影響は明らかでなくなる。さらに送材方向を鋸に対して内側から外側に変化させても挽き曲がりには内側に生じているが、この原因のひとつとして前述のような片あさりといった鋸歯の仕上げ状態や鋸車からの鋸の出などによって変化する刃先線の被削材に対する向きなどによって生じる横分力の影響が考えられる。また腰入れ・背盛りした鋸 F O の挽き曲がりにおよぼす送材方向の影響は明らかではなかった。

### 2. 3. 5. 片あさりの挽き曲がりへの影響

先の図2-16で角度 $\delta$ が $0^\circ$ の場合にも挽き曲がりが発生しており、その方向は鋸のあさりの出の大きい側であった。これは $\delta$ が $0^\circ$ においても $\Delta F_3'$ が示すように横分力が大きいあさりの出の方向に発生したためと考えられる。この横分力は前述のあさりの逃げ角や側面逃げ角が鋸歯の左右で異なるいわゆる非対称



形状の片あさり歯に作用するものではなく、あさりの出の鋸身両側面での差による切り屑の詰まりぐあいの差によるものと考えられる。さらに送り分力があさり幅全体に均一に分布するとすれば、あさりの出の差のために、送り分力の力学的な作用点が鋸身の厚さ方向の中心からずれることによって鋸身をねじるモーメントが生じ、挽き曲がりとなったとも考えられる。実際の製材において角度 $\delta$ が $15^\circ$ にもおよぶことはないと考えられるが、片あさりによって帯鋸がねじられる方向と繊維走向方向が一致する場合、すなわち図で $\delta$ が $0^\circ$ 以上では挽き曲がり量は $0^\circ$ 未満の場合に比べて大きくなった。

図2-22に最大挽き曲がり量と送材速度との関係を鋸F1とF2について示す。鋸F2の最大挽き曲がり量は同一挽き材条件での鋸F1の約2.2倍であった。これは、図示していないが、鋸F2での $\Delta F_0$ が鋸F1よりも大きかったためと考えられる。また両鋸の送り分力に差はなかったが、片あさりにより送り分力の作用点の鋸身中心からのずれは鋸F1で0.13mm、F2で0.24mmと約1.8倍とな

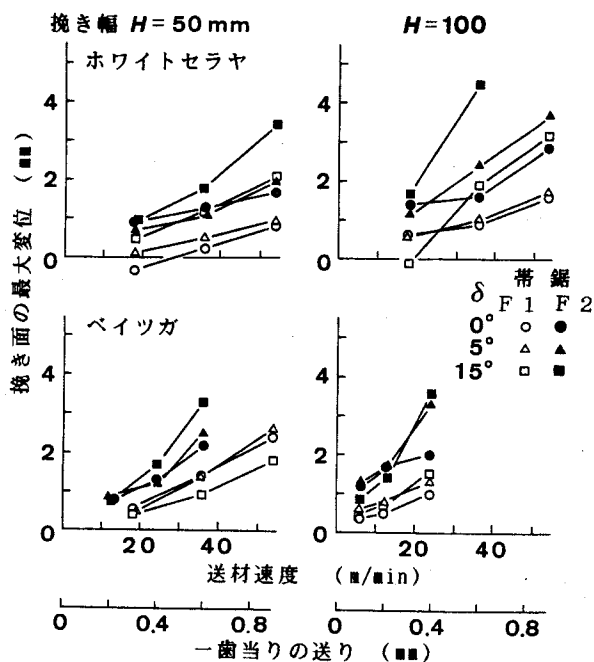


図2-22 片あさりと挽き曲がり量との関係  
(帯鋸F1とF2との比較)

っている。これより送り分力によるねじりモーメントは鋸F2の方が大きく、挽き曲がり量も大きくなったと考えられる。

両鋸共最大挽き曲がり量は送材速度とともに増加し、同一の送材速度では、挽き幅が100mmでは50mmの約1.9倍、ベイツガはホワイトセラヤの1.8倍であった。挽き材が進行し、鋸身が後縁まで被削材中に隠れてしまうと、鋸は刃先以外でも直接、あるいは切り屑を介して被削材と接触するようになり、鋸に作用する力の釣り合いは複雑になる。従って最大挽き曲がり量と各分力との関係も単純ではないが、前節で示した送り分力や横分力の挽き材条件による変化と同じ増減傾向が挽き曲がり量にも認められた。

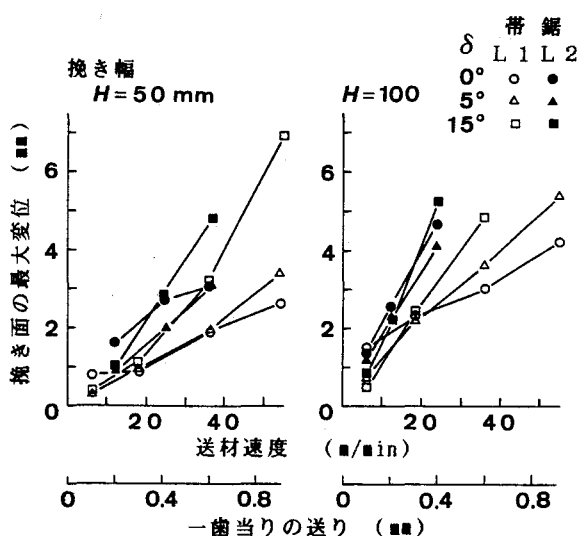


図2-23 帯鋸L1とL2との挽き曲がり量の比較  
被削材:ホワイトセラヤ

図2-23に水平仕上げのみの鋸L1、L2について図2-22と同様に挽き曲がり量の変化を示す。送材速度、挽き幅、角度 $\delta$ による最大挽き曲がり量の変化は鋸F1、F2と同様であるが、同一条件での挽き曲がり量は鋸F1、F2の2～3倍になった。また片あさりの程度はわずかであるが鋸L2の方がL1よりも小さいにもかかわらず、挽き曲がり量は鋸L1の1.7倍になった。これらの原因のひとつに横方向の剛性の鋸による差が考えられる。水平仕上げの鋸L1の剛性

は腰入れや背盛りのF1やF2の0.71倍、鋸L2では0.65倍（表2-4）であった。また鋸L2の剛性はL1より約1割小さく、かつねじり中心が鋸L1より鋸身の後縁に近かった。このため上述のように挽き曲がりに差が生じたと考えられる。図2-18,19や23が示すように、鋸に発生する力は同じでも、緊張力や腰入れ・背盛りによる鋸の剛性の差によって、鋸の変形様式や大きさが変化すると考えられるため、その結果として生じる挽き曲がりを検討する際には、鋸の変形特性を把握しておかねばならないといえる。

## 2. 4. 要 約

単一のステライト帯鋸歯による低速切削を行った結果、木口切削において主、背分力にみられた被削材の早晚材の密度差による変動が横分力にも見られ、カラマツではその変動幅は1kgf近くにもなること、あさりの出の不ぞろい量がおよそ0.3mmまでは横分力は不ぞろい量とともにおよそ0.2kgfまで増加し、それ以上の不ぞろい量ではほぼ一定となること、不ぞろいによる横分力増加の割合は切り込み深さが大きいほど大きくなること、左右のあさりの逃げ角あるいは側面逃げ角の差がおよそ2°以上になると横分力の発生が明らかになることがわかった。帯鋸の挽き曲がりの原因となる鋸歯に作用する力のうち、背分力は数kgf以下で早晚材の密度差によって変動するが、あさりの出の不ぞろいや片あさりによる変化はなかった。一方、横分力は上述のように最大でも1kgf程度と背分力に比べ小さいが、被削材の材質変動のみならず、片あさりやあさりの出の不ぞろいなど多歯工具に特有の工具加工精度の低下によって変動することが明らかとなった。

挽き材実験によって、挽き材3分力や挽き曲がり量を検討した結果、挽き材中鋸歯には鋸を被削材の木理に沿って変形させるような横分力が作用すること、送材速度や挽き幅の増加によって送り分力が増加すること、これらに対応して挽き曲がり量が増大してゆくこと、また鋸に対する数mradの送材方向のずれや

0.2mm程度のせりと鋸身の間隔の設定の変化によって挽き曲がりの発生方向や大きさが大きく変化すること、さらにあさりの出が鋸の左右で異なる片あさりによっても挽き曲がり量が増大することを明らかにした。さらに挽き材力に差がなくても、鋸の種類や、緊張力によって挽き曲がり量が増大することが明らかとなった。

### 第3章 帯鋸の変形特性<sup>140, 141)</sup>

#### 3. 1. はじめに

緒言で帯鋸の変形による製材精度の低下は鋸に作用する力と鋸の変形特性との両観点から論ずる必要のあることを述べた。そのうち送材方向に作用する送り分力に対する変形特性は、鋸の横倒れ座屈の問題として扱われたきたことを第1章で述べた。しかし、製材精度に直接関与する横分力を含めた外力に対する変形様式やその大きさに関する研究については、Thunell<sup>142)</sup>が帯鋸の製材精度を論じる際にその必要性に言及したり、Foschi<sup>37)</sup>が高緊張力帯鋸盤の開発に際して送りと横の二方向の鋸の安定性について触れてはいるものの、研究例は多くない。Pahlitzschら<sup>143)</sup>は帯鋸盤本体および帯鋸からなる系をばねおよび質量要素を用いて力学的にモデル化し、要素間の関係から系の剛性を評価した後、鋸の横方向の剛性を計算および実験によって検討した。その結果、帯鋸の横方向の剛性は鋸の寸法よりも、緊張力や上下せり間の切削部分の長さに大きく影響されることを明らかにしている。さらに送り分力と横分力の両方向に対する鋸の変形様式と、変形量についても検討している<sup>45-47)</sup>。そのほかに横分力による鋸の変形については、鋸歯の剛性<sup>144, 145)</sup>やプレッシャーガイド使用時の鋸の変形特性<sup>146)</sup>を含め、基本的に引張荷重下のはりの横たわみの問題として扱われてきた<sup>147, 148)</sup>。しかし、横分力による変形はたとえその大きさが微少であっても変形によって発生する軸応力のため、たわみが横荷重に対して非線形挙動を示すこと、本章でも言及するが、引張応力の鋸幅方向の分布が鋸の種類や支持条件により異なり、さらにその分布形状が上下両端で変化することなどに対する考慮が必要で、変形の解析はかなり複雑になると考えられる。

帯鋸の緊張力や上述の引張応力分布は鋸の剛性や動的安定性に大きな影響を与えるが、それらのうち緊張力についてはその大きさや緊張倍率を計算や実測によって求める方法などに関する研究<sup>149-151)</sup>をはじめ、分銅式緊張装置の構

造に由来する緊張力変動<sup>152, 153)</sup>とその低減対策に関する研究<sup>154)</sup>や、緊張力を通常の2から3倍に増大することの技術的な問題点の検討<sup>37, 38, 155, 156)</sup>などがある。これらの緊張力そのものの検討のほかに、緊張によって鋸に生じる応力とその長さ方向の分布が、主に繰り返し応力による鋸の疲労の観点から理論的あるいは実験的に検討されたり<sup>31, 150, 157-159)</sup>、走行安定理論の裏付けとして検討されている<sup>160)</sup>。さらに鋸身の温度上昇などによって生じる応力の変化の数値解析も試みられているが<sup>161)</sup>、鋸の支持条件と応力の鋸幅方向の分布との関係やそれが鋸の変形におよぼす影響に関する検討例は見あたらない。

第2章において挽き曲がり量が帯鋸の腰入れや背盛り量の影響を大きく受けることを示した。腰入れについては、久野ら<sup>162-164)</sup>がロール掛けによって生じる鋸断面形状の変化を初期残留応力をもつ薄板の大たわみ問題として解析を試みているほか、青山<sup>165-169)</sup>が背盛りや腰入れ量を各々ロール掛けによって生じる鋸の長さ方向応力の鋸幅方向の分布によって生じるたわみ、あるいは鋸をある曲率で曲げたときに生じる鋸身内の応力の鋸身に垂直な成分によるたわみとして計算し、実験値と比較している。さらに腰入れや背盛りによる鋸身内の残留応力<sup>170)</sup>については久野ら<sup>171)</sup>や土肥ら<sup>172)</sup>が電解研磨や研削による破壊法によって求めているが、鋸厚方向の分布を含めた正確な鋸身内の残留応力の状態<sup>173)</sup>や、それと鋸の剛性などの変形特性との関連の検討も未だなされていない。

本章では、まず帯鋸の変形に影響を与える因子のうち、これまで十分検討されることのなかった緊張時の応力分布の諸条件による変化を検討した後、応力分布や鋸の腰入れ、背盛りなどが鋸の変形におよぼす影響を検討する。

### 3. 2. 緊張時の帯鋸の応力分布

#### 3. 2. 1. 緊張時の帯鋸の応力、緊張力、鋸と鋸車の接触圧力分布の測定

800mm小割用帯鋸盤に鋸を掛け、分銅式緊張装置によって鋸を緊張し、鋸身に

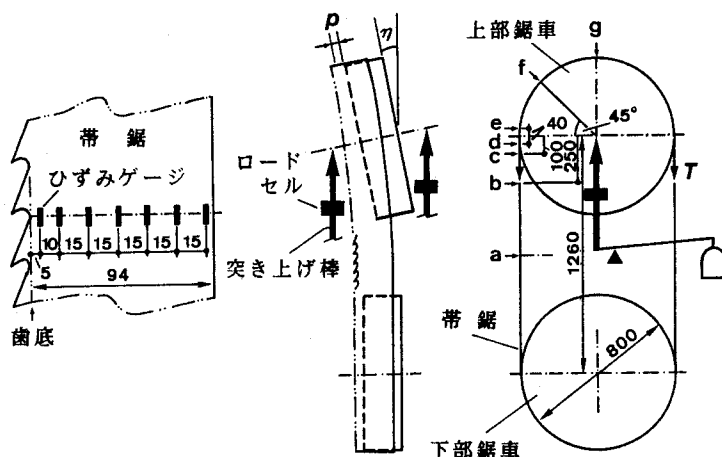


図3-1 帯鋸の応力および緊張力の測定方法

$\eta$ : 上部鋸車の傾斜角度、 $p$ : 上部鋸車からの鋸の出、  
 $T$ : 緊張力、 $a-g$ : 応力分布測定位置

発生する長さ方向の応力の鋸幅方向の分布をひずみゲージを用いて測定した。ゲージ（グリッドの長さ5mm、幅2mm）の貼り付け位置は図3-1の左に示した鋸幅方向の7カ所と、歯底付近での応力集中の程度を検討するため、一部の条件で歯底から2mmの位置とした。また鋸の長さ方向の測定位置は図3-1右に示す上下鋸車軸間中央(a)から上部鋸車最上部の(g)に至るまでの7カ所とした。これまでに帯鋸の応力やひずみは久野<sup>160)</sup>やPhalitzschら<sup>157)</sup>も測定しているが、本研究では特に鋸の緊張によって生じる引張応力の鋸幅方向の変化のみを知ることが目的として、実際の測定では所定の条件で鋸を緊張し、空転、自然停止の後、位置aからdでは所定の位置にひずみゲージを貼り、この状態をひずみ0として鋸の緊張を緩めたときに得られる圧縮ひずみから引張応力を求めた。各ゲージの出力はスイッチボックスを介して静ひずみ計で測定した。鋸の緊張を緩めたときに発生する曲げによるひずみは各測定点でひずみゲージを鋸身の両面に貼り消去した。測定位置が鋸車上にある場合（eからg）は歯底から5mmの位置で鋸身の両面にゲージを貼り、曲げによるひずみを消去する場合としない場合につい

てひずみを測定し、それらの差からその位置での曲げによるひずみを求め、他の位置でのひずみからその値を差し引いて引張応力を求めた。

ひずみゲージによる応力測定と同時に上部鋸車突き上げロッドに挿入したロードセル(図3-1)によってロッドにかかる荷重を測定し、これより緊張力および鋸断面の平均引張応力を求めた。また鋸と鋸車の接触状態<sup>174, 175)</sup>と鋸車上での応力分布との関係を検討するため、位置eでの鋸と鋸車の接触圧力分布を感圧紙(富士フィルムプレスケール、超低压用、測定圧力5~25kgf/cm<sup>2</sup>)を用いて測定した。感圧紙の濃度-圧力変換は専用の濃度計を用いて行い、測定データはAD変換器を介してコンピュータで解析した。

実験には合金工具鋼(SKS5)製、厚さ0.82mmまたは0.93mm、幅100mm(鋸身幅92mm)で腰入れ、背盛り量の異なる25本を準備し、本節ではそのうち代表的な4本について測定を行なった。各鋸の腰入れ及び背盛り量を図3-2に示す。また実験では帯鋸の公称緊張力を470, 670kgfの2種類とし、鋸車前縁からの鋸の出を約7, 10, 15mmの3種類とした。

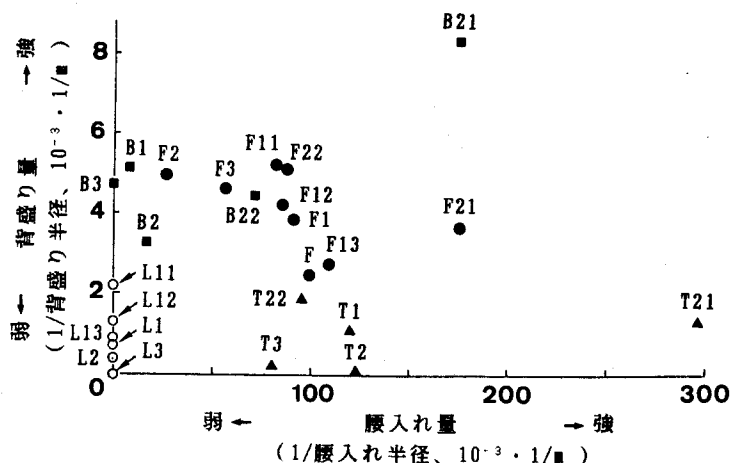


図3-2 供試帯鋸の腰入れおよび背盛り量  
 L(○):水平仕上げのみ、T(▲):腰入れのみ、  
 B(■):背盛りのみ、F(●):腰入れ・背盛り



### 3. 2. 2. 緊張時の応力の鋸幅方向の分布

図3-3に各鋸について位置aからgにおける鋸断面の応力の鋸幅方向の分布および位置eでの鋸と鋸車の接触圧力による感圧紙の発色状態を示す。ここで濃く発色している部分ほど接触圧力が高いことになる。

ロール掛けのない鋸L3の軸間中央(a)での引張応力は歯底から2mmの位置辺りまでは歯底での応力集中によると考えられる応力の変化がみられるが、それより後縁側では鋸前縁から後縁にかけ直線的に増加した。この応力分布は緊張により生じる鋸幅方向に対して一定の引張応力と上部鋸車の傾斜により生じる鋸幅方向の面内曲げによる応力が加わったものと考えられる。図中横軸に平行に示した破線は突き上げロッド荷重から求めた平均引張応力を示す。そしてこの分布形状は位置aから鋸と鋸車の接触開始点の手前少なくとも100mmの位置cまでは変化しないが、手前40mmの位置dでは鋸幅の中央付近で増大し、鋸が鋸車に乗り上げた位置では上に凸の放物線状になり、eからgに至るまではほとんど変化しなかった。この放物線状分布は鋸車に沿って曲げ変形した鋸が鋸前後縁で鋸車から浮き上がるように反ることによると考えられる。なおeからgの応力分布には実験方法で述べたように横方向の面内曲げによる応力は含まれていない。

鋸L3での感圧紙の発色は概ね鋸幅全体にわたって見られた。これは鋸L3はロール掛けが施されておらず鋸横断面の変形がほとんどないため、鋸がその幅方向の全体にわたって鋸車と接触したためと考えられる<sup>174)</sup>。また鋸後縁付近で濃い発色が見られるのは上部鋸車の傾斜により、この部分で鋸と鋸車が強く接触したためである。さらに鋸車の前縁付近に当たる部分での濃い発色は、わずかではあるが鋸の接合不良により生じた見かけの背盛りの効果によるものと考えられるが、これについては次に鋸B3において検討する。

鋸B3の位置aでの応力分布は鋸L3と同様歯底付近の応力集中の部分を除き鋸幅方向に対して直線的に変化したが、その方向は鋸L3とは反対で、鋸後縁ほど応力は小さくなった。また感圧紙には鋸車前縁に当たる部分で濃い発色が見られた。鋸B3は背盛りのみの鋸で、図上部のロール掛けの位置を表わす模式図が示すように鋸後縁付近で集中して長さ方向に圧延されている。その結果、

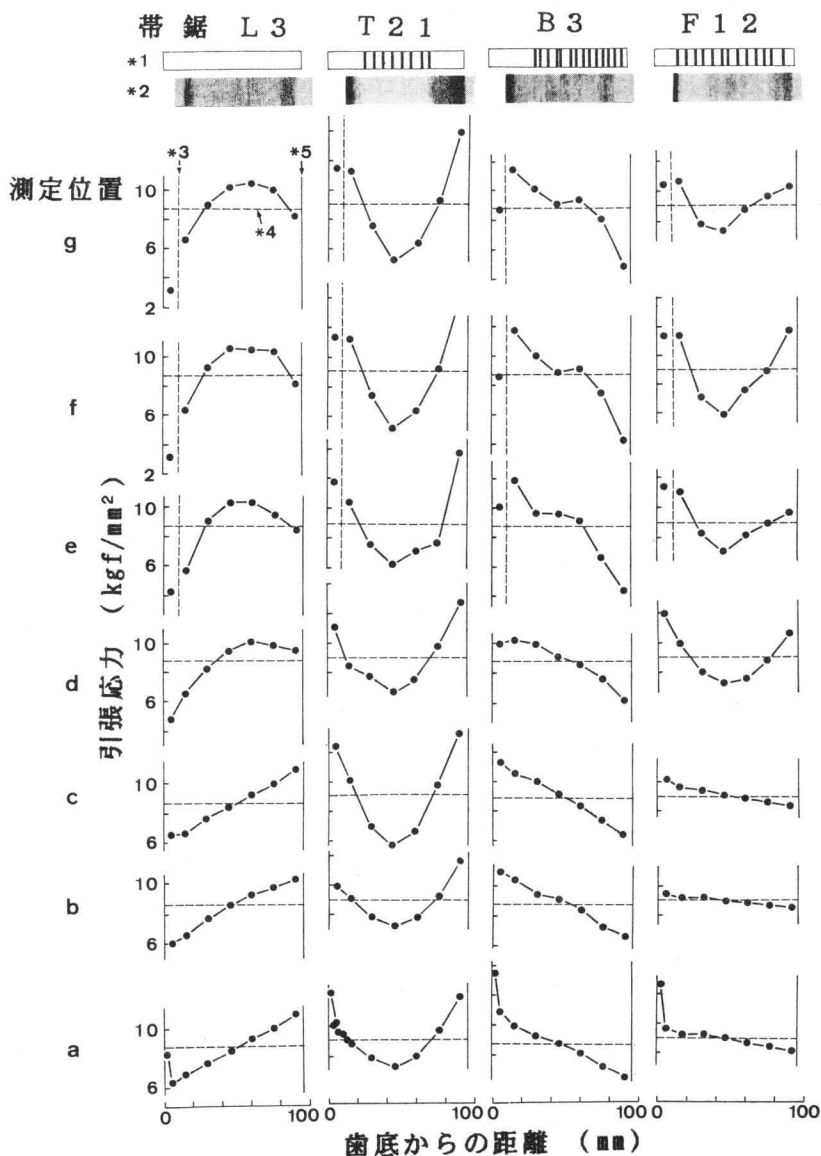


図 3 - 3 緊張時の帯鋸断面の応力分布例

緊張力: 670kgf、鋸の出: 10mm

\*1: ロール掛け位置の鋸幅方向分布 (バーがロール掛けの位置を示す)、\*2: 位置 e での感圧紙の発色状態、\*3: 上部鋸車前縁の位置、\*4: ロードセルの出力から求めた平均引張応力、\*5: 鋸前縁の位置

鋸は全長の最も短い前縁で鋸車と強く接触すると考えられ、この部分で感圧紙は濃く発色したと考えられる。そしてこの様な断面形状の鋸B3を鋸車間で緊張すると、おもに鋸車前縁付近で鋸を引張する結果、鋸L3で見られた鋸車の傾斜による曲げとは反対に鋸を後縁側に曲げるようなモーメントが生じ、図の位置aに示すような応力分布が生じたと考えられる。この鋸車前縁部分の鋸との接触は鋸L3のように真直に接合されないために生じた前、後縁での鋸全長の差による見かけの背盛り量を持つ鋸にも見られる。

鋸B3でも鋸L3と同様位置aからcまでの応力分布にはほとんど差はなく、位置dでは鋸幅中央付近で応力が大きくなった。しかし一旦鋸が鋸車と接触すると位置eからgでの応力分布が示すように鋸車前縁付近で大きな引張応力が作用し、その応力は鋸後縁に向かって低下してゆく。鋸と鋸車の接触圧力は、鋸車上の鋸身に作用する引張力の鋸車半径方向成分として発生する圧力であり、鋸と鋸車が接触する部分では引張力が大きいほど接触圧力も高くなる。従って感圧紙が濃く発色した部分では引張応力も高いと考えられる。例えば鋸B3は前述のように鋸車前縁付近で接触圧力が高くなっているが、これは特にこの部分で局所的に引張されかつ鋸車と接触したためで、この付近では応力分布は急激に変化していると考えられる。従って図では歯底から5mmの位置の測定点と15mmのそれとは結ばなかった。

また鋸L3の鋸車上での応力分布は前述のように上に凸の放物線状であり、感圧紙にも鋸幅中央付近にやや濃い発色が見られる。しかし前、後縁付近の濃い発色に対応する応力の上昇は見られない。この原因のひとつに鋸後縁では濃い発色部に対応する応力値がないこと、前縁についてはPahlitzschら<sup>157)</sup>が指摘しているように、鋸幅方向の応力も測定しこれによって長さ方向の応力を補正しなかったことが考えられる。しかし、感圧紙の接触圧力分布の測定結果との比較から今回測定された応力分布によっても鋸車上での応力の分布状態は概ね知り得る。

鋸T21はおもに鋸幅中央付近をロール掛けされた腰入れのみの鋸である。ロール掛け位置の模式図では、圧延の強さや同一場所での圧延回数は示されて

いないが、鋸 T 2 1 の腰入れの程度は通常使用される鋸のそれよりも強い。鋸 T 2 1 は腰入れの結果、鋸幅の中央付近での全長が他の部分より若干長いため、鋸車前縁および後縁付近で鋸車と強く接触し、感圧紙でもこれらの部分で濃い発色が見られた。その結果引張応力分布は下に凸の放物線状になり、その分布形状は鋸車上でも自由部分でも変わらなかった。自由部分の応力は一般的には L 3 , B 3 で見たように鋸幅方向で一定の引張応力と曲げ応力からなると考えられるが、鋸 T 2 1 ではロール掛けによって極端に鋸の断面形状が変化したため、引張応力が鋸幅方向で均一に分布しなかったと考えられる。

鋸 F 1 2 は腰入れ、背盛りをした通常使用される仕様の鋸である。感圧紙の発色状態から鋸は鋸車前縁付近で強く、鋸後縁付近でやや強く鋸車と接触しており、鋸車上での引張応力分布は下に凸の放物線状となった。この分布形状は鋸が鋸車と離れる位置の近傍 d においても見られたが、位置 a から c では鋸 L 3 、B 3 と同様応力分布は直線状であった。従って鋸 F 1 2 の自由部分の応力も引張応力と鋸 B 3 で見られた曲げ応力からなると考えられる。

以上腰入れ、背盛りの異なる4種類の鋸の緊張時の応力を調べた結果、応力の鋸幅方向の分布形状は、緊張力によって変化しないが、鋸種によって異なること、その差は鋸と鋸車の接触状態の差によって生じる曲げや引張応力の差によると考えられること、鋸の自由部分の両端付近では応力分布が変化することがわかった。これらの鋸に発生する応力分布の鋸種による差は、外力に対する鋸の変形挙動に大きな影響を与えたと考えられる。

### 3. 2. 3. 上部鋸車傾斜角度と応力分布

図3-4は上部鋸車傾斜角度を変え、鋸の出を変化させた場合の位置 a, e での引張応力の分布と位置 e での感圧紙の発色状態、および予め求めておいた較正曲線を用いて感圧紙の濃度を接触圧力分布に換算して求めた接触圧力分布図を示す。感圧紙の測定範囲は図に示すように5から25kgf/cm<sup>2</sup>であるが、発色は3kgf/cm<sup>2</sup>の圧力から生じる。傾斜角度を大きくすると鋸をその幅方向の面内で歯側に曲げようとするモーメントが作用し、その結果、鋸の出が大きくなると同時に歯側

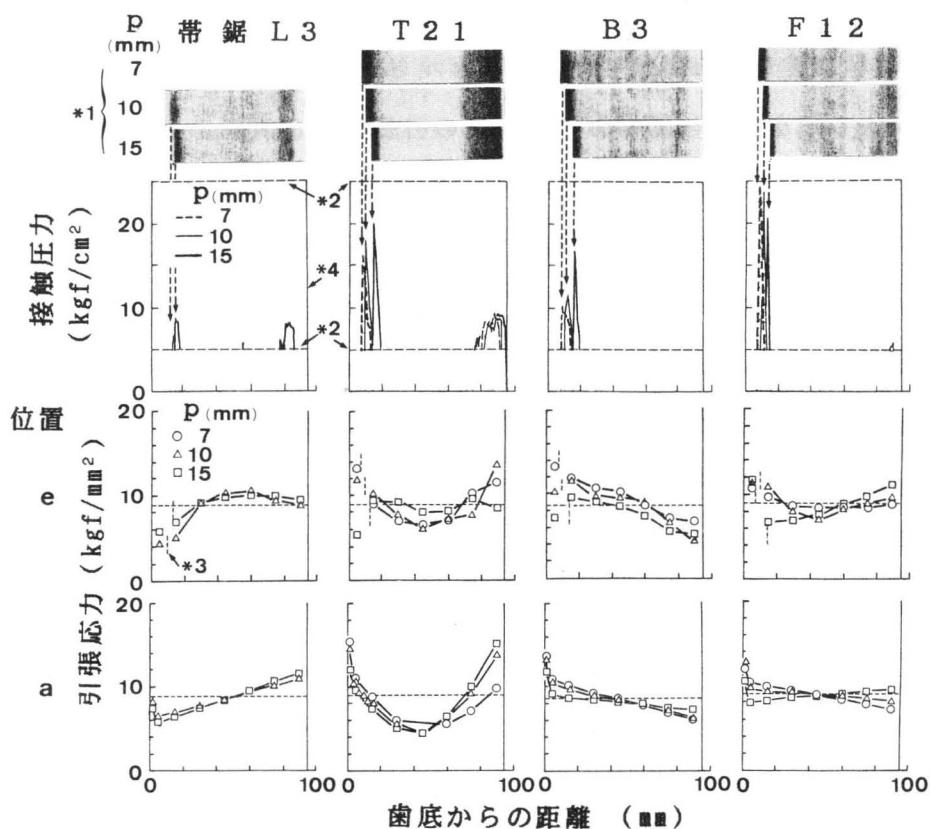


図 3 - 4 鋸の出 (  $p$  ) に伴う応力分布および鋸と鋸車の接触圧力分布の変化  
緊張力: 670kgf

\*1: 感圧紙発色状態、\*2: 感圧紙の測定範囲の上限および下限圧力、  
\*3: 上部鋸車前縁の位置、\*4: 帯鋸後縁の位置

での引張応力は低下し、後縁では増大すると考えられる。この傾向は位置aにおいていずれの鋸でも認められ、特に鋸 F 1 2 では鋸の出を5から15mmに変化させると応力分布の傾きは負から正に逆転した。また鋸の出の変化に対する応力の変化量は鋸によって異なった。これは鋸によって鋸車との接触状態に差があり、一定の鋸の出の変化に対する鋸車の傾斜角度の変化分とその結果として生じる

曲げモーメントが異なるためと考えられる。

位置eでの傾斜角度の変化に対する応力分布の変化も位置aと同様と予想されたが、結果的には位置aほど明らかではなかった。一方、位置eでの感圧紙による接触圧力分布から、鋸L3, T21では鋸車の前縁および後縁付近に接触圧力に鋭いピークが見られたが、これらの結果は杉原ら<sup>174)</sup>のそれと一致する。鋸車前縁でのピークの高さは鋸L3, T21, B3, F12の順に高く、鋸F12では20-25kgf/cm<sup>2</sup>に達した。

傾斜角度を大きくしてゆくと鋸前縁での接触圧力のピークは鋸L3, T21, B3では大きくなり、鋸F12では小さくなった。接触圧力が引張応力に比例するとすれば測定点数が少なく必ずしも明確ではないが、位置eでの応力分布で鋸車前縁に当たる部分（図中縦破線の右）の応力が鋸の出を大きくするにつれ低くなる傾向にあることから、鋸前縁付近での接触圧力のピークも鋸の出とともに低下すると考えられる。しかし、実測結果では鋸の出とともにこのピークが低下したのは鋸F12のみであった。この原因には杉原ら<sup>174)</sup>も考察しているように鋸の出によってはロール掛けの位置が鋸車前縁に当たる場合が生じるなど鋸と鋸車の接触状態が複雑に変化することや、今回考慮しなかった鋸幅方向の引張応力の影響も考えられる。

鋸L3, B3, F12のように自由部分の引張応力が鋸幅方向で直線的に変化する鋸でも図3-3の位置d, eや図3-4のeで示したように、鋸と鋸車が接触を開始する点付近で応力分布は急激に変化する。すなわち鋸L3, B3の位置dでの応力分布は上に凸の形状になり、また鋸L3では鋸前縁での応力が後縁より低いのに対して鋸B3では逆になった。また鋸T21, F12では位置dで応力は下に凸の分布となり、鋸の前後縁付近で引張応力の高い部分が見られた。このような自由部分両端や前述の自由部分での応力分布の差によってこれらの鋸の曲げやねじり剛性には差が生じると考えられる。

### 3. 3. 帯鋸の変形特性

#### 3. 3. 1. 実験方法

帯鋸に外力が作用した時の変形様式やその大きさを知るため、本研究では三次元物体の形状や変形をモアレ縞を用いて光学的に等高線図化し計測するモアレトポグラフィ<sup>176)</sup>を利用した。この方法はモアレ縞等高線の発生方法により2大別できるが、今回はそのうちの格子投影法を応用した。図3-5に計測原理を示す。測定物体に2方向から平行格子光を投光するとそれらが交差する範囲内で、明点、暗点の連なりとして現れるモアレ縞が、ある基準面に対する等高線として物体上に映し出され、物体の変形や形状が等高線パターンとして可視化され

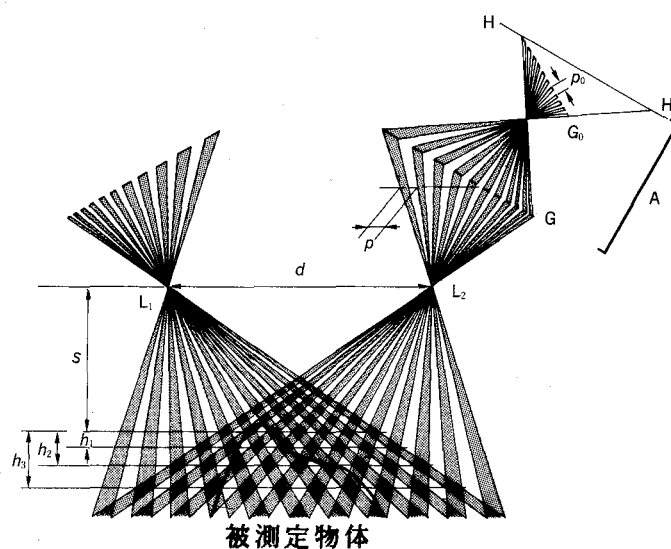


図3-5 格子投影型モアレトポグラフィの原理

$G_0$ : 縞模様スクリーン、 $G$ : 基準格子、

$L_1, L_2$ : 投光器レンズ主点

る。図は点光源の場合を示すが、光源と測定物体との距離が十分あれば、物体近くの光束はほぼ平行とみなせる。任意の基準面と $N$ 次の等高線間の高低差 $h_N$ は、投光系のレンズ主点( $L_1, L_2$ )から基準面までの距離を $s$ 、主点間距離を $d$ 、投光レンズの焦点距離を $f$ 、基準格子 $G$ の見かけのピッチを $p$ とすると

次式で表わされる。

$$h_N = \frac{S(S-f)Np}{fd - (S-f)Np}$$

今回は、 $S=450\text{mm}$ 、 $d=520\text{mm}$ 、 $f=50\text{mm}$ 、 $p=0.16\text{mm}$ としたので、およそ $N<10$ では隣あう2本の等高線の高低差はほぼ一定とみなせ、約 $1.1\text{mm}$ となる。また基準格子( $G$ )としてピッチ $p_0$ の縞模様スクリーン( $G_0$ )から作製した $35\text{mm}$ 判スライドを用いた。図3-5のAの部分は基準格子の作製部分を示す。スクリーン $G_0$ をH-H面から傾斜させて写真撮影し、基準格子 $G$ を作製することにより、二つの投光系の光軸を傾斜させても、基準面が平面となるようにした。

帯鋸の変形計測では静止状態の帯鋸に、鋸車軸間の中央で、フック、てぐす、おもりを用いて鋸に横方向の荷重をかけ変形を測定した。荷重方式は図3-6に示すような挽き材時の鋸に発生すると考えられる変形に対応するもの3種としその大きさは5から $20\text{kgf}$ とした。発生

したモアレ縞は $35\text{mm}$ カメラで撮影したが、縞を明瞭に発生させるため、鋸には白色塗装をした。また同時にモアレ縞による計測の精度を確認するため、鋸の変形量を鋸身の35点においてダイヤルゲージ

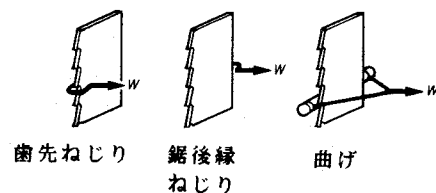


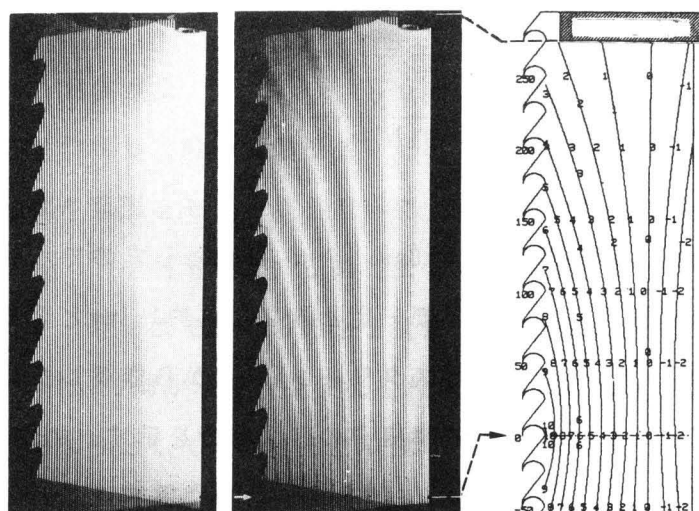
図3-6 帯鋸の荷重方法

によって測定した。実験には前節と同じ合金工具鋼(SKS5)製、厚さ $0.82\text{mm}$ または $0.93\text{mm}$ 、幅 $100\text{mm}$ (鋸身幅 $92\text{mm}$ )の帯鋸25本(図3-2)のうち16本を用いた。また実験では帯鋸の公称緊張力を $470$ 、 $670\text{kgf}$ の2種類、鋸車前縁からの鋸の出を上部鋸車の傾斜角度を変えて約 $7$ 、 $10$ 、 $15\text{mm}$ の3種類に設定した。

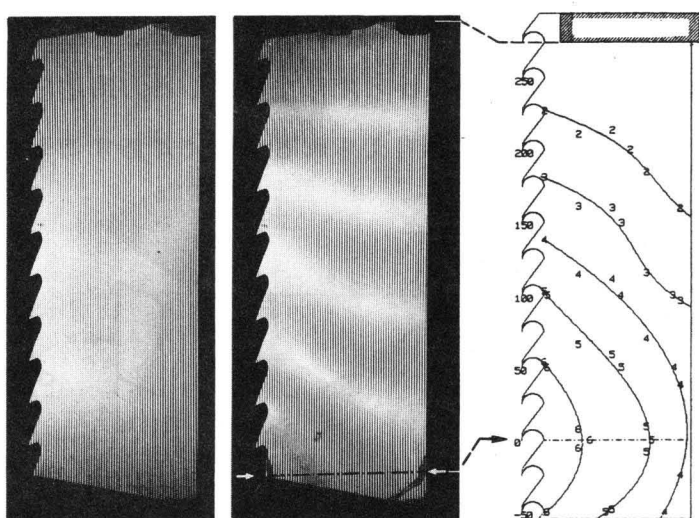
### 3. 3. 2. 帯鋸の変形特性

図3-7にモアレトポグラフィによる静止時の帯鋸の変形測定例を示す。荷重を





a. 歯先ねじり荷重 (10kgf)



b. 曲げ荷重 (20kgf)

単位: mm

図3-7 静止状態の鋸変形時のモアレ縞パターンと変形実測値  
帯鋸: L 2、緊張力: 470kgf、→は荷重点を示す。

かけない状態 (a, bの左側写真) での鋸身面は測定系の基準面にほぼ平行になっているためモアレ縞は現れていない。この状態の帯鋸に10kgfの荷重を歯先にか  
け (図3-6)、鋸身をねじったときのモアレ縞パターンの写真およびダイヤルゲ  
ージによる測定結果から作製した等高線図をaに示す。図と写真で等高線の間隔

が異なっているが、モアレ縞は帯鋸の変形を表わす等高線として現れていることがわかる。また荷重点の歯先に近い部分ほど等高線や縞の間隔が狭まっていることから、歯先付近で変形量が急増していることがわかる。モアレトポグラフィでは凹凸の判定は不可能であるが、等高線図から鋸後縁から約15mmの位置に変形量0mmの等高線が存在し、後縁側では鋸身は歯先と反対側に変位していることがわかる。図bは鋸に曲げの荷重（図3-6）を与えた場合を示すが、ここでもモアレ縞と等高線の形状は概ね一致していることがわかる。

隣あう2本モアレ縞の高低差の理論値は1.1mmで、発生した縞の本数からaでは帯鋸の変形量は最大9.9mmないし11mm、bでは5.5ないし6.6mmと考えられる。一方、等高線図からはそれぞれ12ないし13mm、6ないし7mmの変形量が読みとられ、これらの値は理論値より約10%大きい。これはおもに格子ピッチや投光器と基準面の間隔の設定誤差などが原因と考えられる。また今回は挽き材中の鋸の変形の非接触パターン計測を念頭におき、汎用の光学機器を用いた格子投影法を用いたが、測定系の配置や性能上の制約から1.1mm以下の高低差でモアレ縞を発生

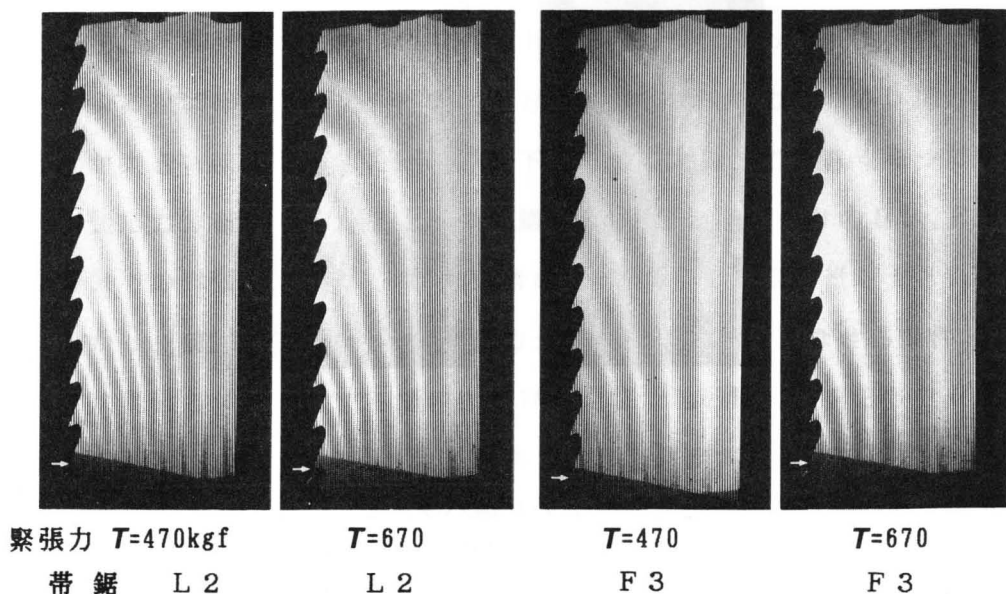


図3-8 静止時の帯鋸変形のマアレパターン  
歯先ねじり荷重:10kgf

させることはできなかった。しかし、静止時の変形計測のみ行なう場合には、鋸の前に格子を設置する格子照射法を用いることができ、この場合には測定精度を約2倍に高めることができる。図3-8は2種類の緊張力についてそれぞれ2種類の帯鋸のねじれ変形のマアレ縞パターンを示す。緊張力が大きくなると鋸の剛性が高くなるため変形量が小さくなり、マアレ縞の発生数が少なくなることがわかる。また腰入れ・背盛りの鋸F3の方が水平仕上げのみの鋸L2より変形量が小さいが、この原因のひとつに前節で述べたように、これらの条件では鋸F3の方が歯底付近に高い引張応力が発生し、この荷重様式に対するねじり剛性が高くなっているためと言える。さらに図3-9は2種類の鋸に曲げ荷重を与えたときの変形を示す。ここでも前述の鋸前後縁での引張応力の差などによって、変形は鋸F3では鋸前縁よりも後縁の方が小さく、鋸L2では逆になっていることが前後縁でのマアレ縞の間隔の差からわかる。

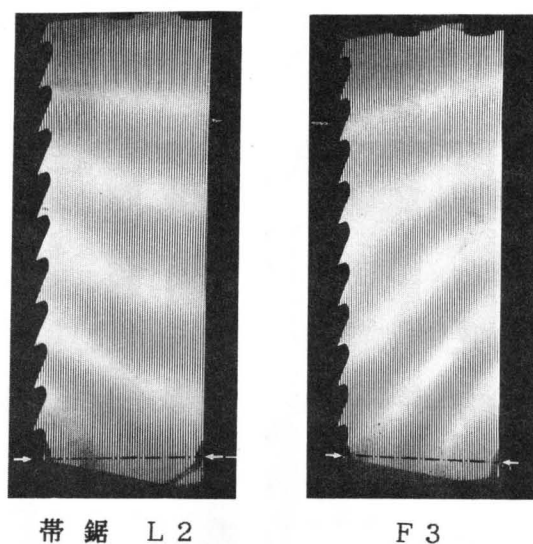


図3-9 静止時の帯鋸変形のマアレ縞パターン

曲げ荷重:20kgf、緊張力:470kgf、せりと鋸身の間隔:0.25mm

引張応力分布と鋸の変形量についてさらに検討するため、図3-10に腰入れ、背盛り処理の異なる4種の鋸について、歯先にねじれ荷重を与えたときのねじれ角、ねじり回転中心の位置（図上段）と、各条件に対応する緊張応力の鋸幅方

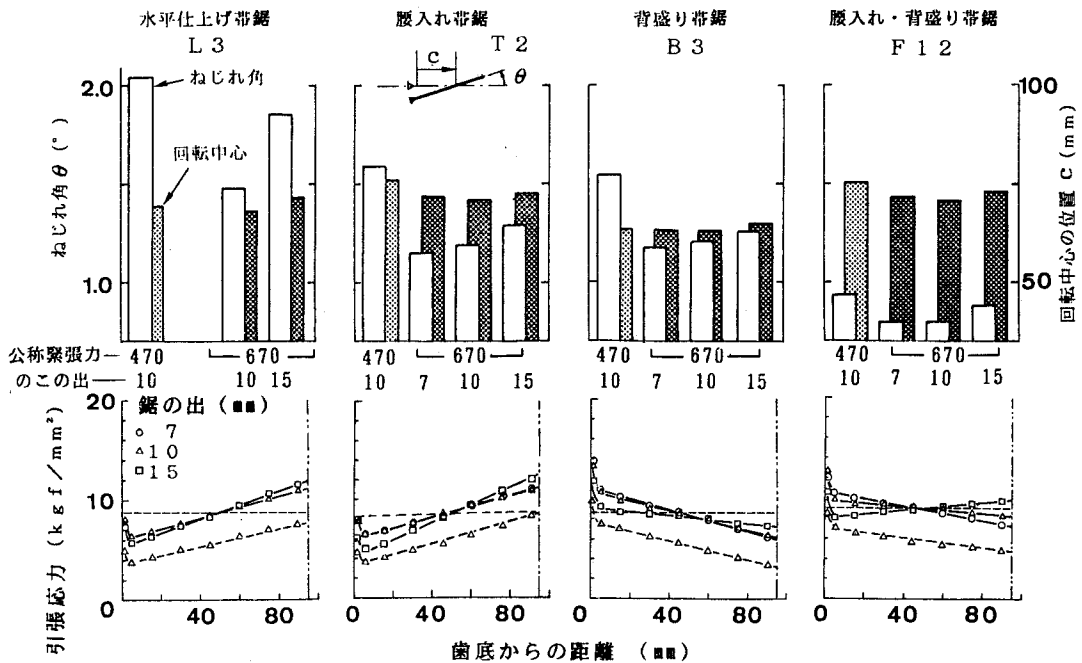


図3-10 帯鋸のねじれ変形と引張応力分布の関係

向分布（図下段）を示す。ねじれ回転中心位置は鋸によって多少異なるものの、条件による差はほとんどなかった。一方ねじれ角は緊張力が小さいほど、また鋸の出が大きいほど歯底での応力が低下するのに対応して大きくなってゆく。また引張応力分布の傾きが右上がりの鋸L3, T2と右下がりのB3, F12とでは歯底での引張応力が低くなる前2者の方が後2者より変形量大きいといえる。しかし、前、後2者の内で引張応力分布がほぼ同じと見なせる条件（L3とT2では緊張力が670kgfで、鋸の出が10および15mmの場合、鋸B3とF12では鋸の出が7mmの場合）でも、ねじれ角に大きな差がある原因としては、ロール掛けによる鋸身断面形状の変化による曲げやねじり剛性の変化や鋸身残留応力の影響があると考えられるが、これについてはさらなる検討を必要とする。

図3-11は用いた16本の鋸について腰入れ、背盛り量と歯先に荷重をかけたときのねじれ角との関係を示す。さらに表3-1はその時に発生していた鋸前縁での引張応力を示す。図および表からロール掛けのない水平仕上げのみの鋸のねじ

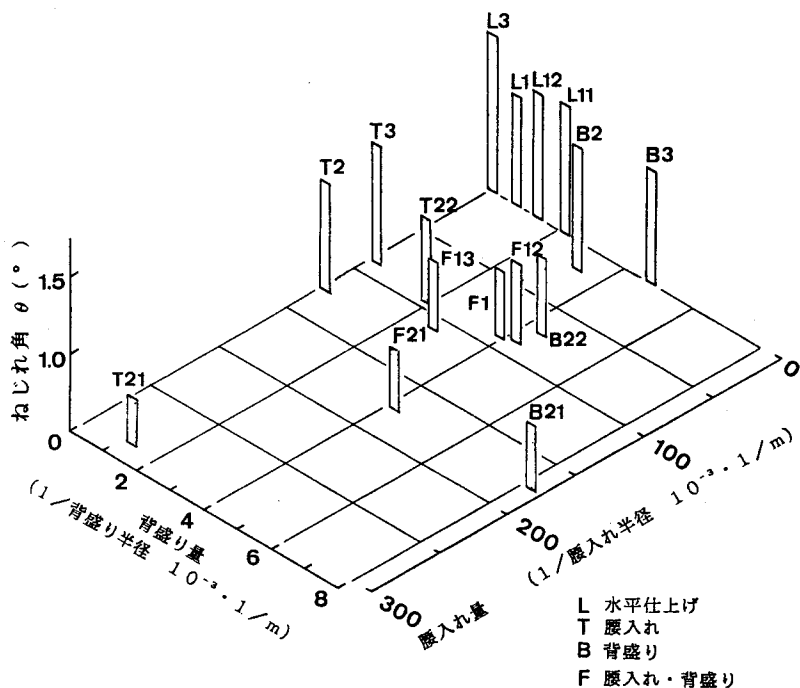


図3-11 帯鋸の腰入れ・背盛り量とねじれ変形の関係

表3-1 緊張時の帯鋸前縁での引張応力

水平仕上げ	L3	L1	L12	L11
	7.4	8.6	8.2	8.4
腰入れ	T3	T22	T2	T21
	6.2	7.2	6.2	10.8
背盛り	B2	B22	B3	B21
	10.0	9.2	10.8	16.4
腰入れ・背盛り	F1	F12	F13	F21
	8.4	9.4	10.4	11.4

単位: kgf/mm<sup>2</sup>、歯底から5mm内側での測定値。  
緊張力: 470kgf、鋸の出: 10mm

れ角が大きく、腰入れや背盛り量が増すにつれ、鋸と鋸車前縁との接触が強くなり、前節で述べた方向の面内曲げ応力が増大する結果、表3-1にあるように鋸前縁での応力が増大し、それによってねじり角も小さくなり、鋸の剛性が上昇していくことがわかる。しかし、

特に腰入れの鋸のように鋸前縁での引張応力が水平仕上げの鋸に比べて必ずしも高くはないのに変形量が小さく、剛性の高い場合がある。これについても先と同様の原因が考えられ、今後、鋸の剛性発現機構を包括的に検討する必要がある。

あるといえる。

### 3. 4. 要 約

緊張時の帯鋸の断面に発生する応力の鋸幅方向の分布および横荷重に対する鋸の変形特性を調べた結果、鋸断面には緊張力による鋸幅方向に一定の応力や、上部鋸車の前傾によって生じ、鋸前縁側を圧縮、後縁側を引張とする送材方向の面内曲げの応力のほか、腰入れや背盛りされた鋸では、鋸断面が円弧状に変形したり、前縁程鋸の全長が短くなる結果、鋸が鋸車前縁と強く接触するため、上部鋸車の傾斜による曲げ応力とは反対の勾配を持つ曲げ応力が作用すること、その結果、特に背盛りされた鋸では鋸前縁での引張応力が高くなり、歯先での鋸の剛性が上昇すること、腰入れの鋸では必ずしも鋸前縁での応力が高くなるとは言えないが、腰入れによって鋸の剛性が上昇すること、腰入れ量や背盛り量の増大とともに鋸の剛性も上昇することが明らかとなった。さらに帯鋸が鋸車と接触を開始する点のごく近傍において引張応力分布が急激に変化することなどが明らかになった。

## 第4章 帯鋸の振動と挽き曲がり<sup>177)</sup>

### 4. 1. はじめに

帯鋸の挽き曲がり、挽き材中に鋸が被削材から受ける力によって発生する変形によって生じるが、その変形の発生挙動は切削力などを加振力とする鋸の強制振動問題としても扱える。丸鋸や帯鋸の振動とその制御についてはこれまでに多くの研究がなされており、そのうち1985年までのものは Mote<sup>178, 179)</sup>, Szymani<sup>180)</sup>, Ulsoy<sup>14)</sup>らなど<sup>181)</sup>によって総括されている。それらのうち帯鋸に関するものの多くは、鋸を荷重を受けながら軸方向に移動する薄板と考え、数値解析や実験的手法によって、その固有振動数の鋸速度依存性をはじめ、切削力、帯鋸盤の力学的構造、鋸車の傾斜や切削時の鋸身の温度勾配および腰入れによる応力などの固有振動数への影響を検討したものであり、さらに最近では強制振動時の鋸の振動特性など<sup>182-184)</sup>に関しても報告がなされている。

振動の制御に関しては、丸鋸では接触型あるいは空気圧を利用した非接触型のソーガイドの検討例<sup>185)</sup>や、鋸の振動特性をふまえた上で、回転中に検出された振幅に応じて電磁力を利用して振動を制御する試みも見られる<sup>186, 187)</sup>。一方、帯鋸については挽き曲がりや挽き材能率の観点から大きな振幅の鋸振動の抑制を念頭において、せりの構造や設定方法を検討した例<sup>188-190)</sup>があるほか、Saljéら<sup>191, 192)</sup>が挽き材時の鋸のねじり変形の発生方向が切削開始時の鋸の振動状態に影響されるとして、鋸の振動特性を検討した後、接触型のローラ型せりなどを考案しその性能を検討している。

帯鋸の挽き曲がりの抑制を念頭において鋸の振動の制御方法を検討する場合には、挽き材時は言うにおよばず、空転時や静止時の鋸の振動モード、固有振動数や振幅といった基本的な鋸の振動特性を把握しておかねばならない。本章では振動系としての鋸の振動特性を理論的に検討した後、静止時の鋸を衝撃的に加振した時の振動応答から固有振動数をはじめ、これまで十分検討されるこ

とのなかった振動モードや振幅と、これらにおよぼす引張応力や腰入れ、背盛り処理の影響を述べる。その際、固有振動数については腰入れや鋸車の傾斜の影響を既往の研究結果<sup>193-197)</sup>と比較検討する。続いて空転時、挽き材時の振動<sup>198,199)</sup>を測定し、振動モード、固有振動数、振幅の分布などを調べ、静止時の基本的な振動特性との関連を検討するとともに、挽き曲がりとの関連について検討する。

#### 4. 2. 帯鋸振動の理論モデル

既往の帯鋸振動の研究では、おもに鋸の横振動方程式から鋸の固有振動数やその速度依存性を求めたり、系の動的安定性が検討されてきた。本章では鋸の振動をその前後縁付近に設置したセンサで検出し、検出信号から鋸の振動モードや振幅を知り、それに応じて電磁石などによる外力を鋸に作用させ鋸の振動を制御することを想定して鋸の振動特性を検討する。すなわち、緊張時における上下鋸車軸間の帯鋸の自由部分を分布引張応力下の薄板とみなし、ここでの横方向(鋸身面に垂直方向)の振動特性を検討するが、その際、鋸の振動を図4-1に示すように自由部分中央での断面の位置変動として捉え、ここにおいて鋸を質量 $M$ でその前後縁でばね定数 $k_1$ 、 $k_2$ のばねおよび減衰係数 $b_1$ 、 $b_2$ の減衰器で支持され、曲げ(たわみ)およびねじりの連成振動をするはりと考えることにする<sup>200)</sup>。

つりあいの位置からの曲げ振動の変位を $y_1$ 、ねじれ角を $\theta$ 、慣性モーメントを $I_0$ とすると曲げおよびねじりの自由振動の方程式は

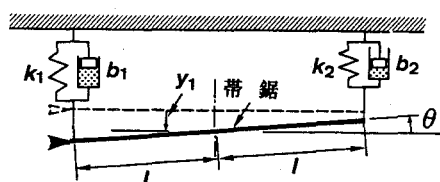


図4-1 帯鋸振動のモデル



$$M \frac{d^2 y_1}{dt^2} + (b_1 + b_2) \frac{dy_1}{dt} + (k_1 + k_2) y_1 + l (k_1 - k_2) \theta = 0 \quad (4-1)$$

$$I_G \frac{d^2 \theta}{dt^2} + l^2 (b_1 + b_2) \frac{d\theta}{dt} + l^2 (k_1 + k_2) \theta + l (k_1 - k_2) y_1 = 0 \quad (4-2)$$

となる。曲げ振動の方程式(4-1)にはねじれ変形量 $\theta$ による反力の項が、ねじれの式(4-2)にはたわみ $y_1$ による反力の項が含まれ、両式はいわゆる連成振動の方程式を形成している。

鋸前縁側でのねじり振幅 $y_2$ は $\theta$ が小さい場合に $y_2 = l \theta$ で与えられ、 $M' = I_G / l^2$ 、 $B = b_1 + b_2$ 、 $K = k_1 + k_2$ 、 $K' = k_2 - k_1$ とすると(4-1)、(4-2)式は

$$M \frac{d^2 y_1}{dt^2} + B \frac{dy_1}{dt} + K y_1 - K' y_2 = 0 \quad (4-3)$$

$$M' \frac{d^2 y_2}{dt^2} + B \frac{dy_2}{dt} + K y_2 - K' y_1 = 0 \quad (4-4)$$

となる。ここで $K'$ は静的連成定数と呼ばれ、 $k_1$ と $k_2$ との差が小さい時には $K$ に比べ微小量となる。歯先での振幅 $y$ は $y = y_1 + y_2$ となりその運動方程式は(4-3)、(4-4)式の和の形となる。ここで $K'$ を無視すれば、系に外力 $x(t)$ が作用した場合の強制振動の方程式は

$$M \frac{d^2 y_1}{dt^2} + B \frac{dy_1}{dt} + K y_1 + M' \frac{d^2 y_2}{dt^2} + B \frac{dy_2}{dt} + K y_2 = x(t) \quad (4-5)$$

となる。

系の振動特性を表わす伝達関数 $G(s)$  ( $s$ は複素数)は(4-5)式の前3項の曲げ

振動に対する伝達関数  $G_f(s)$  と、後3項のねじり振動のそれ  $G_t(s)$  との和によって表わされ<sup>201)</sup>、各振動のモードを考慮すれば、

$$\begin{aligned}
 G(s) &= G_f(s) + G_t(s) \\
 &= \sum_{i=1}^{\infty} G_{fi}(s) + \sum_{i=1}^{\infty} G_{ti}(s) \\
 &= \sum_{i=1}^{\infty} \frac{Y_{fi}(s)}{X(s)} + \sum_{i=1}^{\infty} \frac{Y_{ti}(s)}{X(s)} \quad (4-6)
 \end{aligned}$$

となる。ここで  $X(s)$  は外力  $x(t)$  のラプラス変換を、 $Y_{fi}(s)$ 、 $Y_{ti}(s)$  は各々  $i$  次のモードの曲げまたはねじれ変位  $y_{fi}(t)$ 、 $y_{ti}(t)$  のラプラス変換を表わす。単純化のために1次の振動モードのみに注目すれば(4-6)式の伝達関数  $G(s)$  は両辺のラプラス変換から

$$\begin{aligned}
 G(s) &= G_{f1}(s) + G_{t1}(s) \\
 &= \frac{1}{Ms^2 + Bs + K} + \frac{1}{M's^2 + Bs + K} \\
 &= \frac{\omega_{f1}^2 / K}{s^2 + 2\zeta\omega_{f1}s + \omega_{f1}^2} + \frac{\omega_{t1}^2 / K}{s^2 + 2\zeta'\omega_{t1}s + \omega_{t1}^2} \quad (4-7)
 \end{aligned}$$

となる。ここで  $B/M = 2\zeta\omega_{f1}$ 、 $K/M = \omega_{f1}^2$ 、 $B/M' = 2\zeta'\omega_{t1}$ 、 $K/M' = \omega_{t1}^2$  とし、 $\omega_{f1}$ 、 $\omega_{t1}$  は各々帯鋸自由部分の曲げおよびねじりの1次の固有振動数、 $\zeta$  は減衰比を表わす。(4-5)、(4-7)式から鋸の振動系は加振力と応答との間に2階微分方程式が成り立ついわゆる2次遅れ要素と見なせることがわかる。

伝達関数  $G(s)$  が判明していれば加振力  $x(t)$  により生じる振動応答は  $G(s) = Y(s)/X(s)$  を変形し、逆ラプラス変換を用いて

$$y(t) = \mathcal{L}^{-1}[G(s)X(s)] \quad (4-8)$$

によって求められる。さらに  $x(t) = \delta(t)$  として加振力に単位インパルス関数 ( $\delta$  関数) を用いればそのラプラス変換  $X(s)$  が 1 になることから、(4-8) 式は

$$y(t) = \mathcal{L}^{-1} [G(s)] \quad (4-9)$$

となる。これを(4-7)式に適用すれば

$$y(t) = \frac{\omega_{r1}}{\sqrt{1-\xi^2}} \exp(-\xi \omega_{r1} t) \sin(\omega_{r1} \sqrt{1-\xi^2} t) \\ + \frac{\omega_{t1}}{\sqrt{1-\xi'^2}} \exp(-\xi' \omega_{t1} t) \sin(\omega_{t1} \sqrt{1-\xi'^2} t) \quad (4-10)$$

が得られる。すなわち、帯鋸を衝撃的に加振した場合には振動数  $\omega_{r1}$ 、 $\omega_{t1}$  の曲げおよびねじり振動が重畳した振動応答が観察され、さらに帯鋸用鋼のように減衰比  $\xi$  が  $0 < \xi < 1$  の場合には、その振動は  $y = \exp(-\xi \omega_{r1} t)$  および  $y = \exp(-\xi' \omega_{t1} t)$  に従って振幅が小さくなる減衰振動となると考えられる。

#### 4. 3. 静止時の振動特性

##### 4. 3. 1. 実験方法

静止時の帯鋸の振動特性を検討するため、衝撃加振時の振動応答を検討した。帯鋸を衝撃的に加振する方法にはインパルスハンマを用いる方法などがあるが(202, 203)、本研究では一定の加振力に対する鋸の振動応答の諸条件による変化を定性的に把握することを目的として、簡便的に振子式おもりを用いた。図4-2に示すように800mm小割用帯鋸盤に鋸を掛け、緊張力および鋸車からの鋸の出を所定の値に設定して空転、自然停止の後、切削側自由部分の中央の高さで、鋸幅方向の中央において、回転半径300mm、振り上げ角20°の高さから自由落下

させた鉄製のおもり（質量0.5kg）によって鋸を打撃加振した。別途行った実験によってこの打撃方法により鋸には約10msの間に最大約2.4kgfまで増加するほぼ正弦半波状の荷重が作用することがわかっている。なお打撃に際し鋸の溶接部分は打撃する側の反対の自由部分にくるようにした。振動の検出には渦電流式変位変換器（応答周波数50kHz）を用い、鋸に対して打撃点の反対側で、歯底および後縁から14mm内側の2カ所で振動を検出した。振動の解析には2チャンネルFFTアナライザ（小野測器 CF-500）を用いた。

本研究では鋸の振動特性におよぼす鋸断面の引張応力分布の影響についても検討したが、この分布は鋸幅方向の7カ所でひずみゲージを用いて測定した引張応力から求めた<sup>14)</sup>。

実験には合金工具鋼（

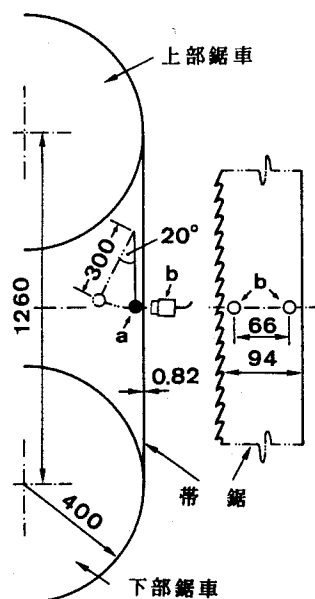


図4-2 帯鋸の加振と振動検出方法  
a:振り子式錘（0.5kg）、b:渦電流式変位変換器

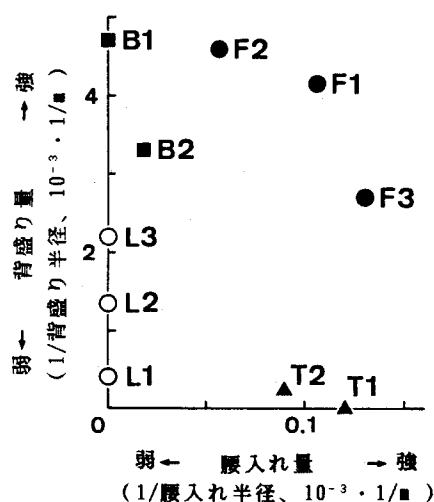


図4-3 供試帯鋸の腰入れおよび背盛り量  
L(○):水平仕上げのみ、T(▲):腰入れのみ、  
B(■):背盛りのみ、F(●):腰入れ・背盛り

SKS5) 製、厚さ0.82mm、鋸幅102mm (鋸身幅94mm)の帯鋸10本を用いた。図4-3に各鋸の腰入れ量と背盛り量との関係を表わす。帯鋸の緊張力は470および670kgfとし、上部鋸車からの鋸の出は約7,11,15mmの3種類とした。

#### 4. 3. 2. 静止時の振動特性

図4-4に打撃時における鋸前縁側での振動の過渡応答の一例と前、後縁側でのパワースペクトル(32回打撃のリニア平均)を示す。振幅の時間変化から衝撃的な加振によって鋸はわずかに減衰を伴った単振動的な振動挙動を示すことがわかる。しかしその減衰は単調ではなく、振幅は一定の周期的な増減を繰り返しながら減衰している。これはパワースペクトルにも見られるように検出された波形におもに2種類の振動成分(41.8Hzと52.5Hz)が含まれており、これらの成分

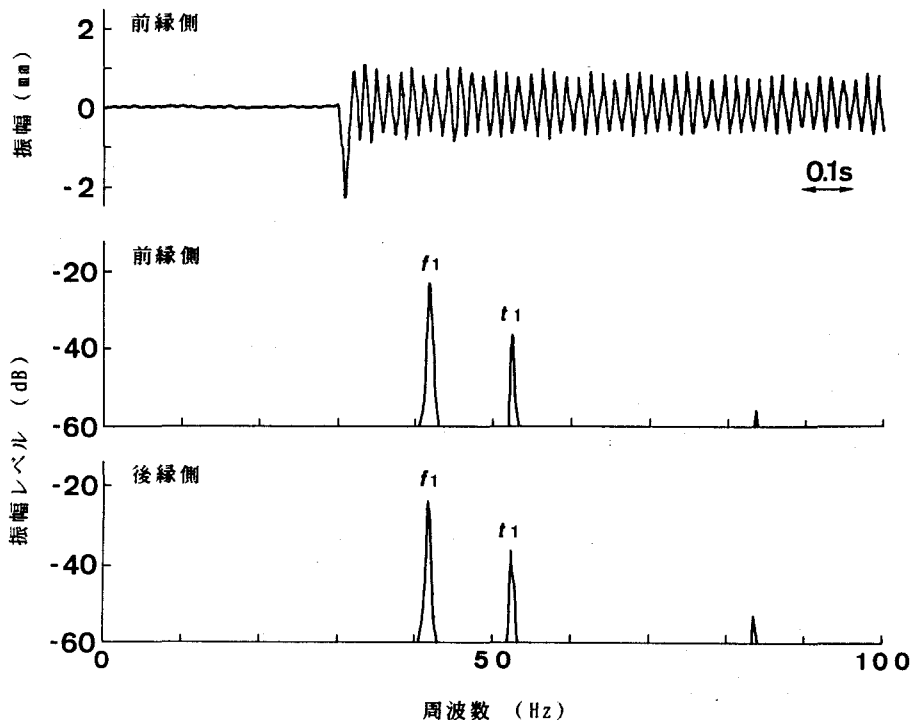


図4-4 衝撃加振時の過渡応答とその周波数スペクトル例  
 帯鋸:F1、緊張力:670kgf、鋸の出:11mm  
 $f_1, f_2$ :1次の曲げ、ねじり固有振動数

のうなりが生じているためである。各成分の振動モードはFFTアナライザの解析機能を使用し、前側での波形を入力、後ろ側を出力と考えたときの伝達関数の位相角から求めることができる。すなわち41.8Hzの振動は前側と後ろ側との振幅変化の位相角がほぼ0° すなわち同相であることから曲げ振動、52.5Hzでは位相角がほぼ180° すなわち逆相であることからねじり振動と推定できる。さらに金内らの式<sup>193)</sup>によって計算した曲げおよびねじりの固有振動数値との比較からこれらの成分は各々1次の曲げおよびねじり振動であることがわかった。

ここで各固有振動数の理論値と実測値とを比較しておく。静止時の曲げ固有振動数 $f_1$ は鋸の曲げ剛性を考慮すると、

$$f_1 = \frac{n}{2L} \left( \frac{Sg}{\rho A} + \left( \frac{n\pi}{L} \right)^2 \frac{EIg}{\rho A} \right)^{1/2} \quad (4-11)$$

で与えられる。ここで、 $n$ は次数、 $A$ は鋸断面積、 $L$ は自由部分のスパン長さ、 $S$ は緊張力、 $g$ は重力加速度、 $E$ は縦弾性係数、 $\rho$ は密度、 $EI$ は曲げ剛性を示す。図4-5に理論曲線と実測値とを示す。図から実測値は理論値に概ね合致し、緊張力の増加による鋸の剛性の増加によって固有振動数が大きくなるこ

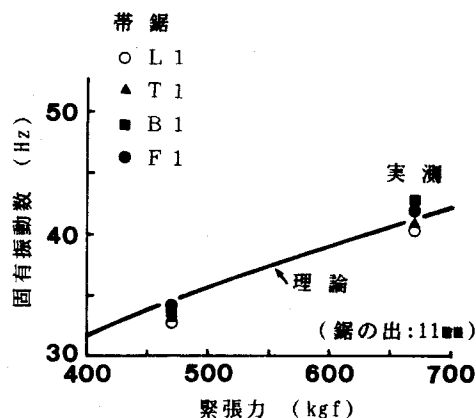


図4-5 緊張力と曲げ固有振動数との関係

とがわかる。理論では腰入れや背盛りの影響を考慮していないが、実測では最大で2Hz程度の理論値との差があり、断面形状の変化や残留応力を含めた固有振動数の検討が必要と考えられる。さらに(4-11)式について、実際の鋸では根号内の後項が前項に比べ非常に小さくなるため、曲げ剛性 $EI$ を無視しても固有振動数の誤差は0.01Hz以下となることがわかる。

次にねじりの固有振動数  $f_t$  の理論式は

$$f_t = \frac{n}{2L} \left( \frac{Cg}{\rho I_p} \right)^{1/2} \quad (4-12)$$

で与えられる。ここで、 $I_p$  は断面二次極モーメントを、 $C$  はねじり剛性を示し、 $G$  をせん断弾性係数、鋸厚を  $t$ 、鋸身幅を  $w$  とすると、 $C$  は次式で与えられる。

$$C = G \frac{wt^3}{3} \left( 1 - 0.63 \frac{t}{w} \right) + \frac{1}{12} S (w^2 + t^2) \quad (4-13)$$

さらに腰入れによるねじり剛性の変化を久野ら<sup>162,163)</sup>の理論によって考慮すると腰入れをおこなった鋸のねじり剛性  $C_1$  は

$$C_1 = C + \frac{1}{180} C_2 E t w^5 \quad (4-14)$$

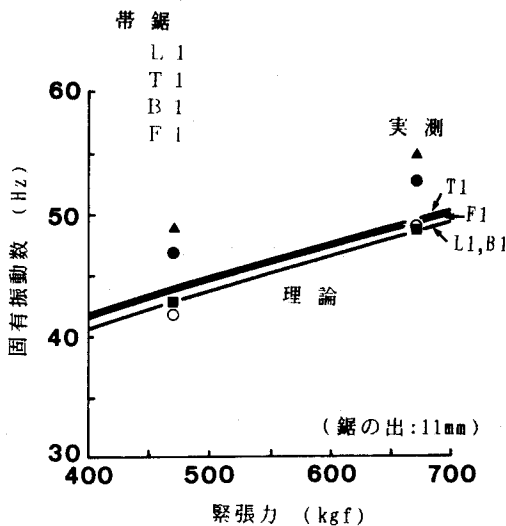


図 4-6 緊張力とねじり固有振動数との関係

となる。ここで  $C_2$  は腰入れ量によって決まる係数である。図 4-6 に理論曲線と実測値とを示す。図から理論値、実測値とも緊張力とともに固有振動数が高くなることがわかるが、両者が合致したのは腰入れのない L1 と B1 だけで、腰入れを施した T1 および F1 は実測値が理論値を大きく上回っ

た。腰入れによってねじり剛性が上昇することは前章でも明らかにし、それから腰入れによってねじりの固有振動数も上昇すると考えられるが、図4-6から、その評価方法は再考の必要があるといえる。

図4-4において、パワースペクトルには2次以上のピークも見られるが、その大きさは今回測定したいずれの条件でも1次のそれに比べ20dB以上低かった。特に偶数次の成分については加振点および振動測定点が概ね振動の節に当たるためそれらの振幅は非常に小さくなった。

このように衝撃的加振により静止時の帯鋸に発生する振動はおもに1次の曲げおよびねじりの減衰振動が重畳したものであることがわかったが、これは(4-7)式のインパルス応答と定性的に一致する。しかし衝撃加振によって励起されるモードとその振幅については加振点と振動測定点との位置関係を考慮して検討する必要がある、その際には前章で述べたモアレトポグラフィなどのパターン計測方法を用いることも考えられる。ちなみに減衰比 $\zeta$ は得られた減衰振動波形の対数減衰率から求められるが、今回のように振動波形に複数の振動成分が含まれる場合にはフィルタの使用などにより、各成分ごとに波形を観察する必要がある。

図4-7上段は4種の鋸について打撃時のパワースペクトル中の主ピークとなった前後縁での1次のたわみおよびねじり振幅(実効値)を棒グラフに表わし、中段にそれらを基に緊張力670kgf、自由部分中央における鋸断面の振動の模式図を示す。鋸B1を除いて緊張力が大きくなると、鋸の剛性が増加するため、全振幅は小さくなるが、その減少率が緊張力の変化率の平方根に比例するのは鋸F1だけで、L1、T1では緊張力の増大に対して特にねじり振幅が予想以上に小さくなった。中段模式図から鋸L1、T1、F1ではねじり振幅はたわみ振幅に比べて小さく、B1では前側でたわみ振幅と同程度であった。これは前出の3本の鋸ではねじりの固有振動数が横の1.2から1.4倍であったのに対し、B1では1.2倍未満であったことから推定できるように、曲げに比べてねじりの剛性が高いことによる。さらに模式図からたわみ振幅については鋸L1、T1では前側ほど、B1では後ろ側ほど大きく、F1では前後での差はほとんどな



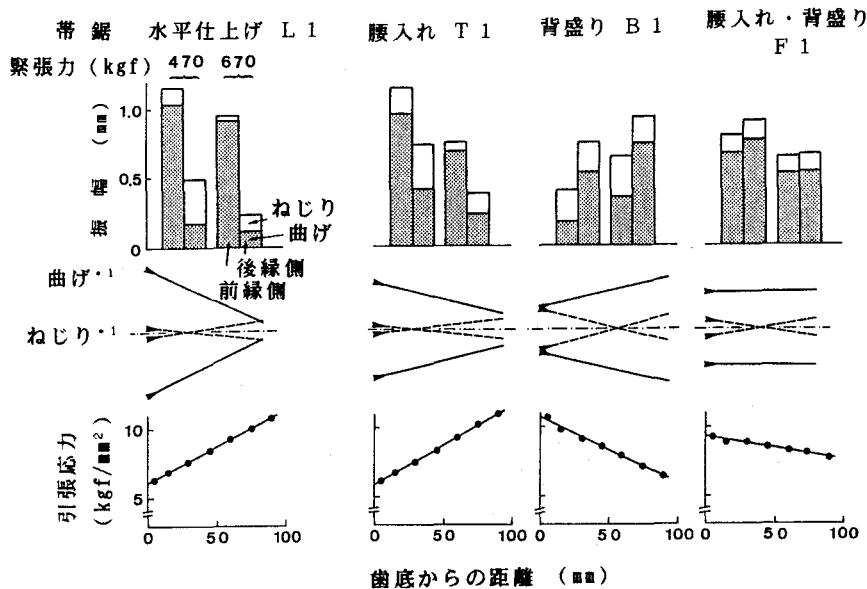


図 4-7 曲げおよびねじり振幅と引張応力分布

\*1は緊張力:670kgf、鋸の出:11mm

いことがわかる。これは図4-7の下段の緊張時に鋸断面に生じる引張応力の鋸幅方向の分布と合わせて考えると、前後縁での引張応力の差による横方向の曲げ剛性の差が原因と考えられる。

これをさらに検討するために図4-8に鋸車の傾斜角度を変え、引張応力分布を示す直線(図4-7下段)の傾きの指標となる歯底から5および90mmでの引張応力の比 $\sigma_{90}/\sigma_5$ を変えたときの曲げ1次の固有振動数、前縁側でのたわみおよび、ねじり振幅を示す。図から固有振動数は応力比が1付近で極大となり、鋸種L、B、F間の差はほとんどないが、腰入れ鋸Tは2Hz程度高くなる傾向にある。たわみ振幅は鋸種によって多少の差はあるが、応力比とともに直線的に増加した。すなわち前側での引張応力が低くなるほど振幅が増加することが確かめられた。水平仕上げの鋸Lに比べ、他のロール掛けされた鋸の横振幅は小さくなる傾向にあるが、これはロール掛けによる鋸断面形状や残留応力の変化による曲げ剛性の変化などが原因と考えられる。引張力による鋸のねじり剛性 $C$ は鋸幅( $w$ )、

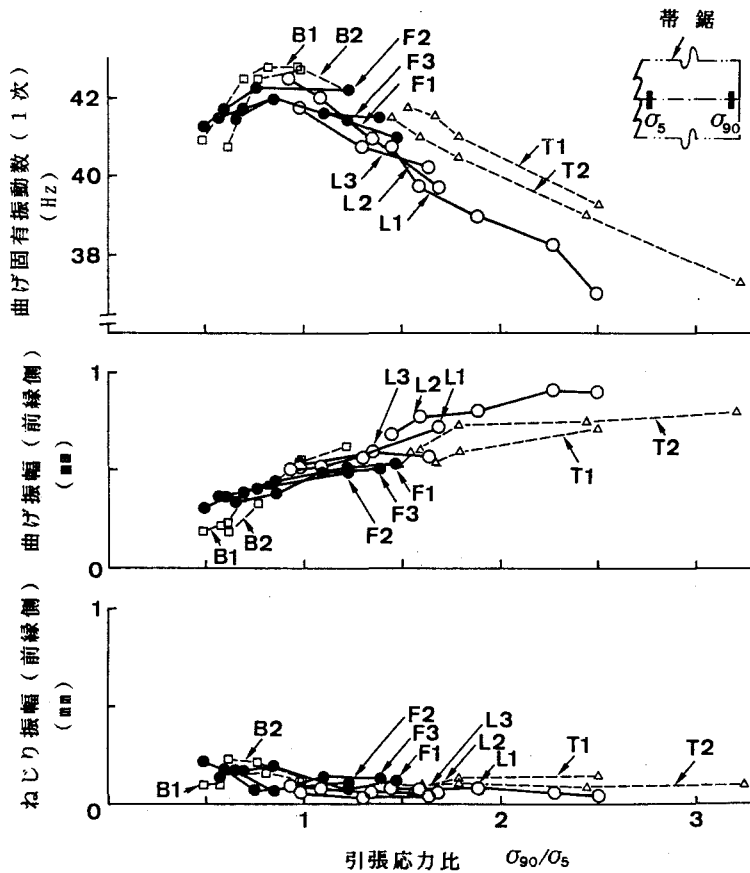


図 4-8 引張応力比と曲げ固有振動数および鋸前縁側での振幅との関係  
緊張力: 670kgf

鋸厚( $t$ )の方向を各々  $x$ 、 $y$  方向とし、引張応力を  $\sigma$  とすれば、

$$C = \iint_A \sigma (x^2 + y^2) dx dy \quad (4-15)$$

で与えられ、 $\sigma$  が今回のように  $\sigma = ax + b$  ( $a$ 、 $b$  は定数) となる場合には  $C = S(w^2 + t^2)/12$  ( $S$  は緊張力) となり引張応力分布の傾きによらず一定となる。これは図 4-8 でねじり振幅が応力比に拘らずほぼ一定となることから確かめられる。

以上の結果から衝撃加振時に帯鋸に励起される振動成分の内、最も振幅の大

きかったたわみ振幅は概ね鋸断面に作用する引張(緊張)力のみならずそれによって生じる応力分布直線の傾きに応じて増減し、その変化の鋸種による差はほとんどないこと、ねじり振幅は曲げ振幅に比べて小さく、緊張力の影響は受けるが、応力分布の傾きの影響は受けないことがわかった。

#### 4. 4. 空転時の振動特性

##### 4. 4. 1. 実験方法

帯鋸を24.5m/sで空転させた時の振動を測定し、固有振動数、切削側自由部分の長さおよび幅方向の振幅分布、パワースペクトルの変化を検討した。用いた帯鋸および緊張力や上部鋸車からの鋸の出は前節と同じとした。振動の測定は鋸の切削側自由部分の中央から上部鋸車に至るまでの7ヶ所および鋸幅方向の5ヶ所において行い、解析には前節と同じく2台の変位変換器およびFFTアナライザを用いた。なお今回は帯鋸盤本体の振動の影響も検討するため、変位変換器は帯鋸盤から離して設置したスタンドに取り付けた。なお鋸身の厚さむらは数 $\mu\text{m}$ 以下で、鋸の振幅に対して十分小さいと考えられる。

##### 4. 4. 2. 空転時の振動特性

回転時の帯鋸の曲げおよびねじりの固有振動数、 $f_b$ 、 $f_t$ はそれぞれ次式で与えられる

$$f_b = \frac{n}{2l} \left( \frac{S'g}{\rho A} \left( 1 - \frac{\rho A v^2}{S'g} \right) \right)^{1/2} \quad (4-16)$$

$$f_t = \frac{n}{2l} \left( \frac{C'g}{\rho I_p} \left( 1 - \frac{\rho I_p v^2}{C'g} \right) \right)^{1/2} \quad (4-17)$$

両式は基本的には静止時の式と同様であるが、(4-16)式では静止時の緊張力 $S$ が回転による遠心力を考慮した $S'$  ( $S' = S + \rho A v^2 / g$ ) になっており、(4-17)式でも、(4-13)式の $S$ に代え $S'$ を用いた $C'$ が用いられている。すなわ

ち、遠心力による緊張力の増加は固有振動数を上昇させることがわかるが、一方、両式において速度 $v$ を含む項によって両固有振動数は鋸速とともに低下する傾向にあることもわかる。この低下は、帯鋸外の固定座標系において鋸の振動方程式をたてたときにみられる見かけの低下で、帯鋸の移動とともに鋸を伝わる振動の固有振動数が鋸速とともに低下して観察される効果によるものである<sup>193)</sup>。従って鋸速があるところまで上昇すると固有振動数が0Hzになる限界速

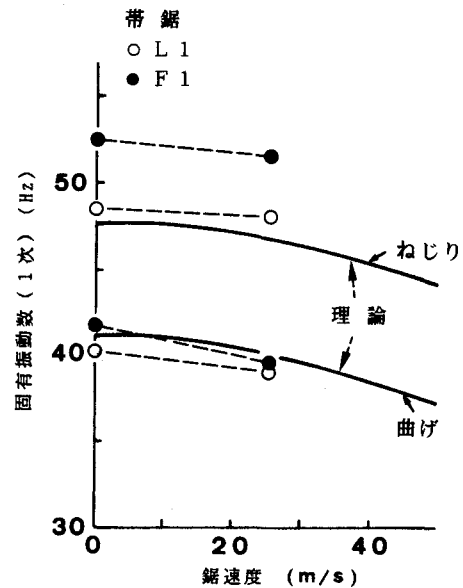


図4-9 鋸速度と固有振動数との関係  
鋸の出:11mm、緊張力:670kgf

度があり、これは鋸の動的安定性の指標となる。図4-9に固有振動数の鋸速による変化の理論値と実測値を示す。前述のように腰入れされた鋸F1では固有振動数の絶対値は理論と実測とで異なっているが、図から空転時の両固有振動数の実測値は静止時に比べ低くなっており、低下の割合はいずれの鋸でも理論で与えられる量にほぼ一致することが確かめられる。

図4-10は空転時における鋸車軸間中央から150mm上方での鋸前後縁での振幅のパワースペクトル(64回のリニア平均)と振幅の鋸幅方向の変化を示す。パワースペクトル中の各ピークの振動モードとその次数は前述した方法により決定した。空転時には上下鋸車軸のねじれ、鋸車の偏心、帯鋸盤本体の振動、鋸の溶接部の鋸車との接触などによる加振力が鋸に作用し、その結果、パワースペクトルにも見られるように鋸には種々のモードの振動が励起されると考えられる。ここでは切削時に被削材の上面付近に当たる位置でのパワースペクトルを示したが、その形状は鋸により若干異なるが、ほとんどのピークは1kHz以下にあり、振幅に最も寄与するピークは、静止時の振動特性を反映して、鋸L1、T1、

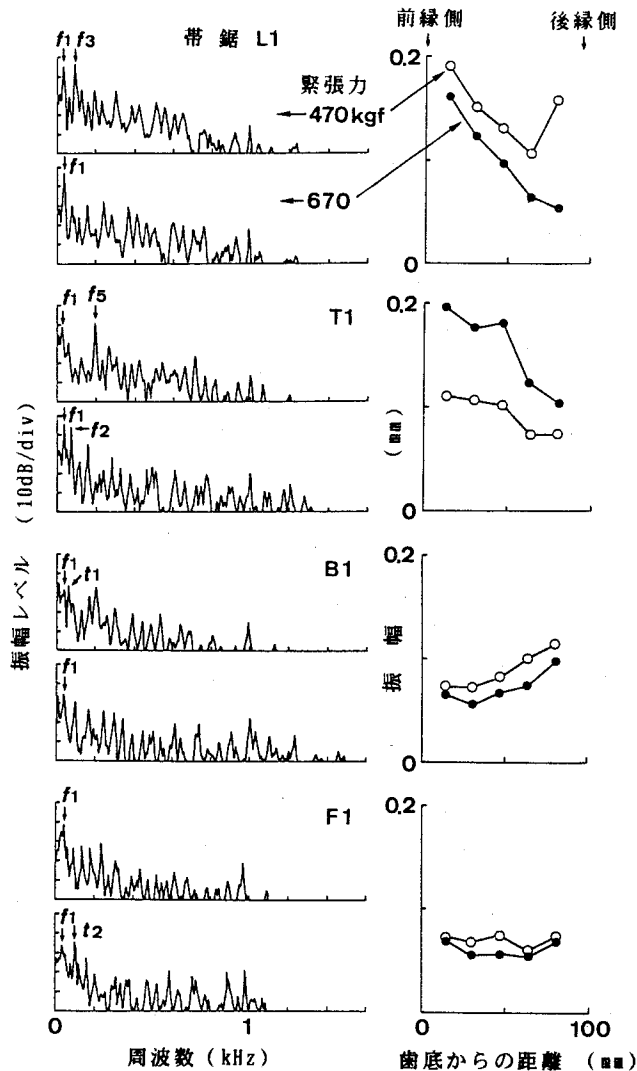


図 4-10 空転時の振動の周波数スペクトルと振幅の鋸幅方向分布

上下鋸車輪間中央から150mm上方で測定、鋸の出:11mm

\*1:  $f, t$  は各々曲げ、ねじりを添え字は次数を示す。

F 1 では概ね曲げの1から数次までの振動であり、鋸 B 1 ではこれにねじれの成分が加わっている。また振幅の鋸幅方向の変化も静止時の結果(図4-7)に対応して、鋸 L 1、T 1 では前側ほど、B 1 では後ろ側ほど振幅が大きくなり、F 1 では前後縁の差はほとんどなかった。緊張力を変化させるとパワースペクトル中のピークの低下や新たな振動成分のピークの出現がみられ、パワースペクトルの形状が若干変化するものの、振幅は概ね緊張力が低い方が大きくなった。

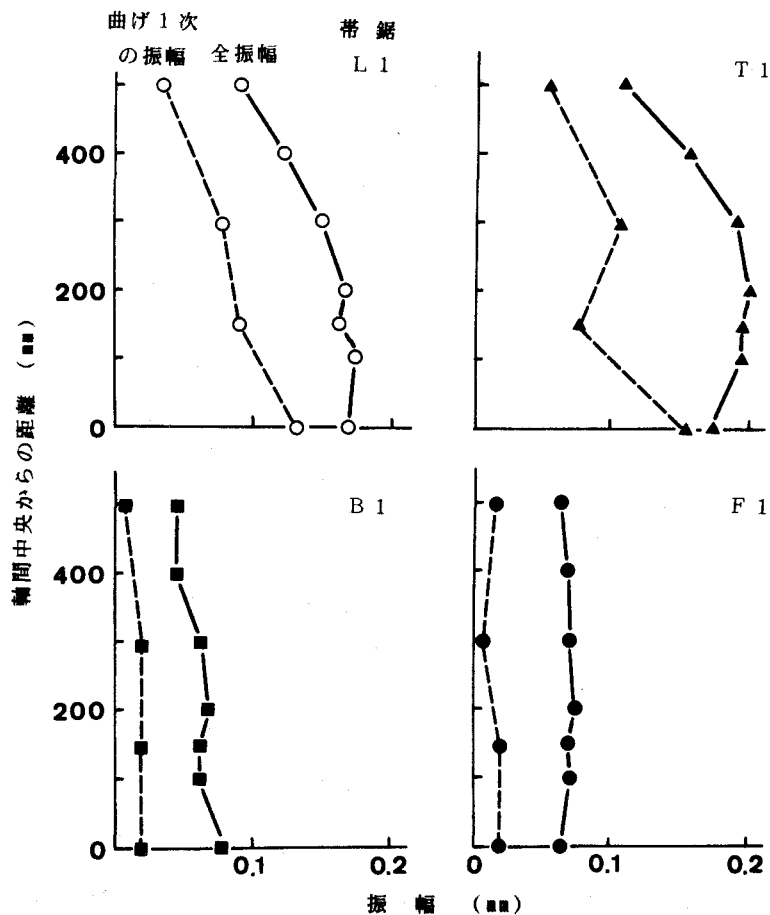


図 4 - 1 1 空転時振幅の鋸の長さ方向の変化  
鋸の出:11mm、緊張力:670kgf

しかし、鋸 T 1 の緊張力 670kgf での振動については 470kgf で見られた曲げの 5 次にあたる成分に代わり、1 および 2 次の振幅が大きくなった結果、振幅は 470kgf の時よりも大きくなった。

図 4-11 に鋸の長さ方向の歯底での振幅の変化を 4 種類の鋸について示す。図から自由部分の中央から上部鋸車に近づくにつれて、全振幅およびその主成分である曲げの 1 次の振幅は概ね小さくなってゆくことがわかるが、鋸と鋸車とがほぼ接触する高さ 500mm の位置においても振幅が消滅してないのは帯鋸盤本体の振動が原因と考えられる。空転時には種々の加振力によると考えられる振動が帯鋸に励起されるが、その基本的な振動特性は上述のように静止時のそれを反映したものであることが確かめられた。

#### 4. 5. 挽き材時の振動特性と挽き曲がり

##### 4. 5. 1. 実験方法

挽き材時の振動特性を把握するため、長さ600mm、挽き幅50および100mmのホワイトセラヤ（第2章に同じ）を鋸車軸間のほぼ中央で挽き材し、被削材上面から約50mm上方の位置において鋸の前後縁での振動を測定した。用いた鋸はおもに空転時の振動測定に用いた4本とし、緊張力は470および670kgf、上部鋸車からの鋸の出は11mmとした。鋸速度は24.5m/sとして送材速度を3から18m/minとした。なお鋸歯のピッチは25mm、刃先角は20°、すくい角は24°である。振動の測定方法は前節と同様とし、振動測定に加えて挽き材3分力、挽き材後の挽き面の変位および挽き板の表面粗さも測定した。

##### 4. 5. 2. 挽き材時の振動特性と挽き曲がり

図4-12に挽き材時の鋸前後縁での変位変換器の出力波形の一例を示す。図から挽き材時の帯鋸の横方向の変位は、低周波数で比較的大振幅のいわゆる挽き曲がりの直接の原因となると考えられる変位成分と、それに重畳する成分として前節で検討した振動成分に対応する比較的高周波数で、小振幅の成分から成りたっていることがわかる。Saljéら<sup>191)</sup>は挽き材開始時の鋸変位の発生方向が挽き曲がりの発生方向に影響するとしているが、今回の結果からはそのような

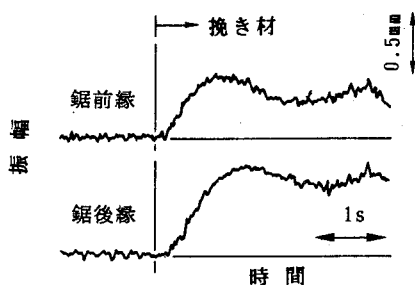


図4-12 挽き材時に鋸前後縁で検出された振動波形  
軸間中央から150mm上方、帯鋸:F1、緊張力:470kgf、  
鋸の出:11mm、送材速度:12m/min、挽き幅:100mm

傾向は認められなかった。鋸切削によって生成される加工面は厳密には平面ではなく、あさりの形状、鋸歯のピッチや切削条件によって決まる周期的な粗さや、被削材の材質に由来する粗さを持つ面であるが、上述のような小振幅の振動成分はこれの粗さに影響し、これより変動幅の大きい挽き曲がりの発生方向やその大きさは切削条件などによって変化する鋸歯に作用する力によって決まるものと推定される。しかし、挽き曲がりと加工面の粗さとの関係についてはそれらの変動原因（鋸歯形状、切削条件、振動や切削抵抗）との関連においてさらに詳しく検討する必要がある。

先の2つの振動成分のうち、前者について検討するため図4-13に挽き材中に観察されたモアレ縞（第3章）の写真を示す。鋸身の挽き材部分への格子光は材によって遮断されるため、図では材の上面から上部せりまでの長さ約160mmの鋸身部分での変形を示す。また1回の挽き材での連続写真撮影ができなかったため、同一条件での5回の挽き材の結果が挽き材距離ごとに示されている。変位変換器

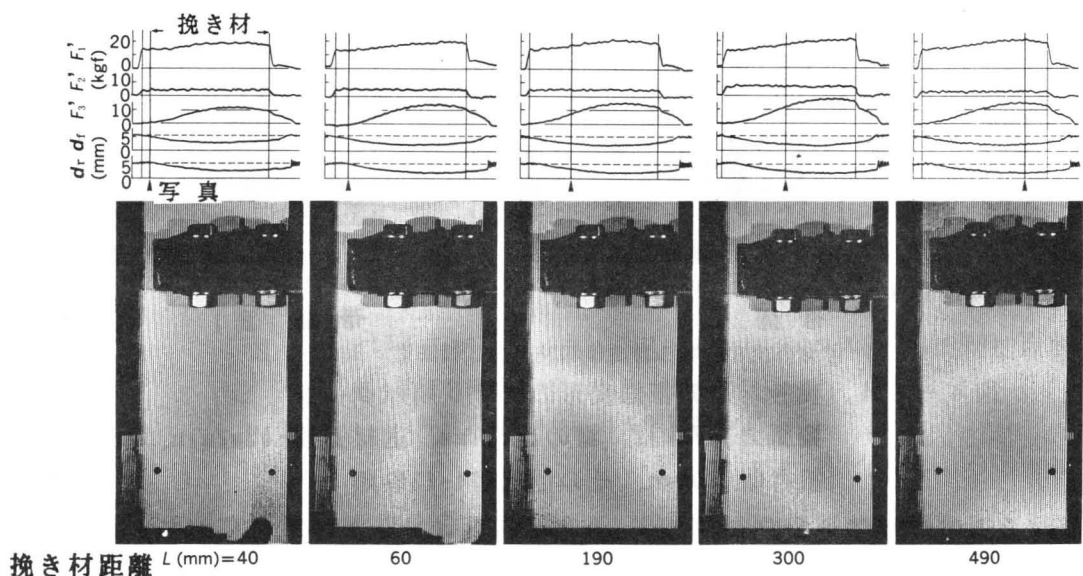


図4-13 挽き材時の帯鋸変形のモアレ縞パターン

●: 変位変換器位置、帯鋸: L 1、緊張力: 470kgf、  
鋸の出: 11mm、送材速度: 18m/min、挽き幅: 100mm  
 $F_1', F_2', F_3', d_r, d_r'$ : 挽き材3分力および鋸の変位



の出力から5回の挽き材での鋸の変形挙動はほぼ同じと見なせるので、これらの写真から鋸の変形挙動を推定すると、モアレ縞の発生パターンから帯鋸には挽き材開始後まずねじれ変形が起こり、その変形は挽き材の進行とともに曲げに移行し、増大してゆくことがわかる。このモアレ縞が示す鋸の変形挙動は先の低周波数での変形に対応するもので、高周波数の振動成分は振幅が小さいためとらえられていない。さらに図4-14は同一条件での挽き材において、挽き材終了直前の鋸の変形を鋸L1およびF1について示す。図から腰入れ、背盛りの鋸は水平仕上げのみの鋸に比べ変形が小さいことが確認できる。挽き曲がりとして問題になる挽き面の変位はこのような低周波数で大きな振幅の鋸の振動成分といえる。

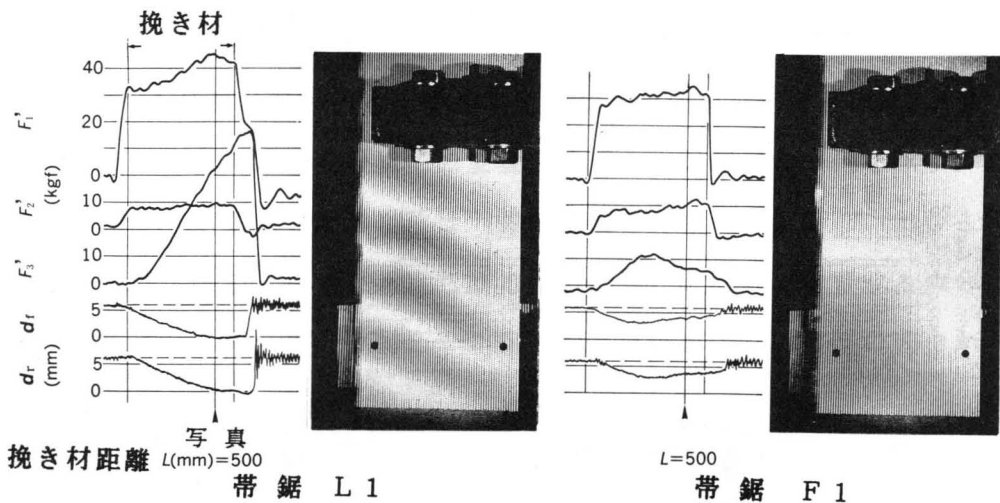


図4-14 挽き材時の帯鋸変形のモアレ縞パターン

緊張力:470kgf、鋸の出:11mm、送材速度:42m/min、  
挽き幅:100mm、その他は図4-13参照

図4-15は帯鋸F1の空転時と挽き材時の振動のパワースペクトルを示す。スペクトルの分布形状は空転時と挽き材時とで大きな差はないが、挽き材時には鋸がその振動部分のほぼ中央で被削材によって拘束されるため空転時の主成分であった横1次のピークは低下し、横の2次のピークが高くなっている。さらに挽き材時には非常に低い周波数での成分が高くなっているが、これが前述のい

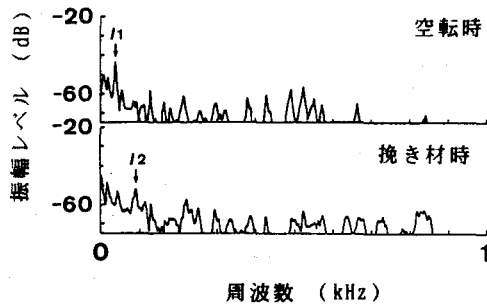


図4-15 空転時および挽き材時の振動の周波数スペクトル例  
軸間中央から150mm上方、帯鋸:F 3、緊張力:470kgf、  
鋸の出:11mm、送材速度:6mm/min、挽き幅:100mm

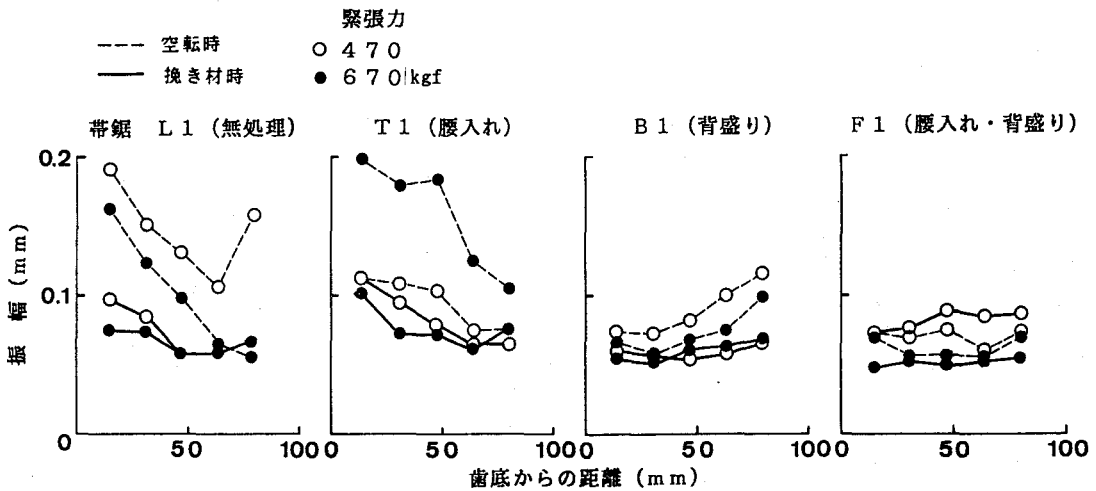


図4-16 空転時と挽き材時の振幅の鋸幅方向の比較  
軸間中央から150mm上方、鋸の出:11mm、  
送材速度:3mm/min、挽き幅:100mm

いわゆる挽き曲がりに相当する成分に対応する。図4-16は2種類の緊張力について4種類の鋸の振幅の鋸幅方向の分布を空転時と挽き材時とで比較したものである。ここでは挽き曲がりが生じないように送材速度を十分に低くして挽き材を行った。その結果、振動波形から低周波数で大振幅の成分は除外され、さらにいずれの条件でも鋸の振動が被削材によって抑制されるため全振幅は小さくなることがわかる。そしてその割合は鋸L1やT1のよう空転時の振幅が歯先で大き

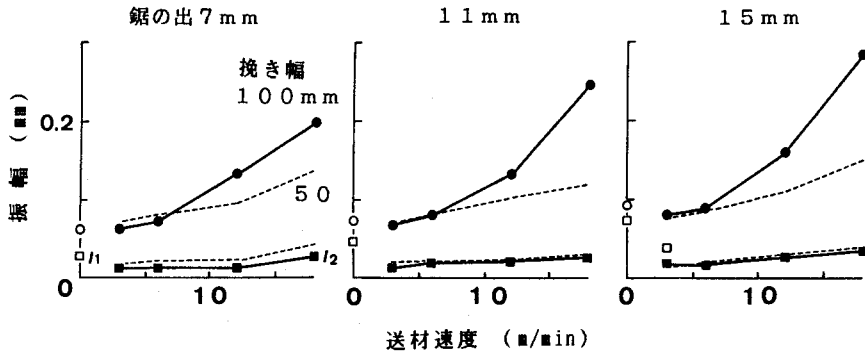


図 4-17 送材速度と振幅との関係 (帯鋸 F3)

い鋸について顕著であった。図4-17に鋸F3(4.3.節)について送材速度と振幅の関係を2種類の鋸幅および3種類の鋸の出について示す。図では挽き材中の全振幅(●)およびその主成分となった横2次成分の振幅(■)の変化を示し、参考のため図縦軸上に空転時の全振幅(○)およびその主成分の横1次の振幅(□)を示す。図から送材速度の増大とともに挽き曲がりとなる低周波数成分が大きくなるため全振幅は増大し、その割合は挽き幅が100mmの方が50mmよりも大きいことがわかる。その一方で、横の2次成分は送材速度や挽き幅によらずほぼ一定で、その大きさは空転時の主成分であった横の1次の振幅の半分以上であった。また鋸の出を大きくしてゆくと前章で述べたように鋸歯先付近での引張応力が低下するため鋸の剛性が低下し、挽き曲がり量が増加し、全振幅も増加してゆくが、その場合でも横の2次成分への影響はほとんど認められなかった。

挽き材時の振動特性を検討した結果、鋸の固有振動数に基づく成分のうち、被削材と接触する部分を腹とするような成分は、鋸歯が被削材によって拘束される結果、抑制され、鋸は空転時とはやや異なるモードの振動形態をとること、またこれらの振動成分とは関係なく、被削材から受ける力によって生じる比較的低周波数で大振幅の成分が存在し、これが挽き曲がりの原因として関連付けられることがわかった。従ってセンサを用いて挽き曲がりとなる鋸の振動を検出する場合にはフィルタを用いたり、しきい値を設けるなどしてこれらの成分を弁別する必要がある。

#### 4. 6. 要 約

静止時、空転時および挽き材時の帯鋸の振動特性を検討した結果、静止時の衝撃加振時の過渡応答はおもに1次の曲げおよびねじりの固有振動数での振動成分の減衰振動からなり、理論モデルのインパルス応答と定性的に一致すること、たわみ振幅は緊張力のみならず、それによって生じる引張応力の鋸幅方向の分布直線の傾きに依りて変化し、これには鋸種による差はほとんどないこと、ねじり振幅はたわみ振幅より小さく、緊張力によって変化するが、応力分布には影響されないことがわかった。空転時の振動には種々の加振力による振動成分が発生するが、主な振動成分やその大きさは概ね静止時のそれを反映すること、挽き材時には、鋸の固有振動数に基づく成分のうち、被削材と接触する部分を腹とするような成分は、鋸歯が被削材によって拘束されるため抑制されること、またこれらの振動成分とは関係なく、被削材から受ける力によって生じる比較的低周波数で大振幅の振動成分が存在し、これが挽き曲がりの原因として関連付けられることがわかった。

## 結 言

木材の機械加工において、まず第一に原木丸太になされる大割りや小割りと呼ばれる分断加工に最も適した機械は、加工精度や加工面性状、能率、経済性のすべての点からみて、鋸、とりわけ帯鋸以外、現在のところ見あたらない。しかし帯鋸は、機械本体に固定されることがないために送材方向の走行位置が送り分力などによってたえず変動する、薄板状であるために送り分力や横分力によって容易に変形するといった特徴を持ち、これらの動的な不安定性が製材の加工能率や精度、安全性の向上の方策をたてる上で大きな障害となってきた。

本論文ではこれらの動的不安定性を明らかにするため、第1章ではおもに安全性と能率の向上を目的として開発された送材方向の帯鋸の走行位置のフィードバック制御装置の性能を挽き材実験によって検討した。鋸の走行位置を検出し、その変動に応じて鋸車軸突き上げ棒に挿入したアクチュエータを駆動し、上部鋸車の傾斜角度を変化させることによって、走行位置を制御する装置を1,070 mm帯鋸盤に採用した結果、送材速度40m/min以下では挽き材時の走行位置変動を約40から60%低減しうること、外力に対する帯鋸の走行位置の変化の遅れにより、位置変動の低減の効果が送材速度とともに低下することを示した。またこの制御によりこれまでよりも速い送材速度でも走行位置を安定化させることができ、製材の能率向上が望める反面、送材速度とともに増大してゆく挽き曲がり量の低減をも計らねばならないことを指摘した。さらに第1章では挽き曲がりに関する既往の研究を総括し、その発生機構の解明には送り分力による鋸の横倒れ座屈だけでなく、横分力による曲げやねじれ変形をも含めた検討の必要性を指摘した。

第2章以降は、帯鋸の挽き曲がりの発生機構やそれにおよぼす諸条件の影響を鋸に作用する力および鋸の剛性などの変形特性の両側面から検討した。まず単一鋸歯による切削を行ない、切削抵抗とその変動におよぼす鋸歯のあさり形状、被削材の材質変動、あさりの出の不ぞろいなどの影響を検討した。その結果、

木口切削において早晚材の密度差などの被削材の材質の変動による切削抵抗の変動が、主、背分力のみならず、横分力にも生じること、連続する鋸歯間で生じるあさりの出の不ぞろいによって横分力が発生すること、あさりの左右でのあさりの逃げ角や側面逃げ角の差がおよそ $2^{\circ}$ 以上になると横分力の発生が明らかになると推定されることなどを明らかにした。また挽き材実験によって、挽き材3分力や挽き曲がり量を検討した結果、鋸を被削材の木理に沿って変形させるような横分力が作用すること、送材速度や挽き幅の増加によって送り分力が増加すること、これらに対応して挽き曲がり量が増大してゆくこと、また挽き曲がりの発生や大きさには鋸に対する送材方向やせりの設定が影響すること、さらにあさりの出が鋸の左右で異なる片あさりによって挽き曲がり量が増大することを明らかにした。また両実験結果によって挽き曲がりの発生には送り分力のみならず、切削諸条件によって発生する横分力も関与していることを指摘した。さらに挽き材力に差がなくても、鋸の種類や、緊張力によって挽き曲がり量が変わることから、鋸の剛性などの変形特性と挽き曲がり量との関係の検討の必要性を指摘した。

第3章では帯鋸の変形特性を明らかにするため、まずせり間の自由長とならんで、変形に最も大きな影響を与える緊張時の応力分布とそれにおよぼす腰入れや背盛りなどの影響を検討した。その結果、帯鋸断面には緊張による引張応力だけでなく、上部鋸車の傾斜によって鋸幅方向の面内に曲げ応力が発生し、さらにロール掛けによる圧延によって腰入れや背盛りされた鋸では、その全長の最も短い鋸前縁付近での鋸車の前縁との強い接触によって曲げ応力が発生すること、しかし、この曲げ応力は鋸車の傾斜による応力とは逆に、鋸幅方向の面内で鋸を後縁側に曲げるように発生することを示し、その結果、腰入れや背盛りされた鋸では、鋸の歯側では後縁側よりも引張応力が高くなり、歯先付近での剛性が高まり、挽き曲がり量が低下することを指摘した。さらにモアレトポグラフィにより帯鋸の変形様式の観察によりこれらのことを確かめるとともに、鋸の変形量の測定結果から、緊張力、上部鋸車の傾斜、腰入れや背盛りによる鋸断面の応力分布の変化から剛性の変化が概ね解釈できることを示した。

第4章では、視点を変えて、挽き曲がりの原因として発生する鋸の変形を振動問題として捉え、鋸の振動特性や挽き曲がりとの関連を検討した。まず理論的考察において、鋸を2点で支持され、曲げおよびねじりの連成振動するはりと考え、その振動特性を把握した。続いて静止時の鋸の衝撃加振実験によってこれを確認、曲げやねじりの固有振動数を求めるとともにこれらの振動成分の大きさが緊張応力分布の影響を受けることを明らかにした。また空転時の振動特性も静止時のそれをほぼ反映していることを示した。さらに挽き材時には被削材との接触によって、空転時に見られた数十Hz以上の振動成分は特に歯先において抑制されるが、挽き曲がりの原因として認識される振動成分はこれらより低い周波数で、挽き材条件などによって生じる力により発生する振幅の大きな成分であることを確かめた。

以上の結果を総合して帯鋸の挽き曲がりの発生機構について本論文の内容をまとめると以下のようなになる。帯鋸の挽き曲がりとは切削工具である帯鋸自体の加工中の変形によって生じる挽き面の平面度などの加工精度の低下現象であるといえる。その変形様式は鋸に作用する力と鋸の剛性によって決まる。鋸に作用する力には被削材との接触によって作用する力の他に、鋸車の偏心などによる帯鋸盤本体の振動などの加振力があり、これによって鋸には曲げやねじり振動が励起されるが、これらの振動は挽き曲がりには直接は関係しないと考えられる。一方、被削材から受ける力のうち、送材方向に作用する力や、たとえその大きさは小さくても鋸の最も剛性の低い面に作用する横方向の力による鋸の変形によって挽き曲がりとは発生するといえるが、これらの力の方向や大きさは被削材の材質や寸法、送材速度などの加工条件、片あさりやあさりの不ぞろいなどの工具の仕上げ条件などによって大きく影響される。また、鋸の剛性に寄与する因子には緊張力、上部鋸車の傾斜角度や鋸に施された腰入れや背盛り処理があるが、これらの影響は究極的には鋸断面の引張応力分布の変化として概ね捉えられるといえる。以上のことから挽き曲がりを抑制し、挽き材の加工精度を低下させることなく挽き材の能率を向上するためには、鋸の送材方向や横方向に作用する力およびその変動を低減する、鋸の剛性を高めるという2つの観

点から対策をたてることが考えられる。前者には、鋸歯の切れ味や耐摩耗性を向上する、鋸歯間で生じるあさりの出の不ぞろいなどを含めた鋸歯の目立て精度を向上することなどがある。また後者には腰入れや背盛りの最適化を計る、アクチュエータや電磁力を用いて発生した挽き曲がりの原因となる鋸の変形を制御することなどが考えられる。

本研究は帯鋸の挽き曲がり現象を鋸に作用する力と鋸の変形特性の観点から明らかにしようとしたものである。その結果、いくつかの知見が得られたものの、挽き曲がり現象の解明やその抑制対策を包括的に述べるまで至らなかった。特に、多歯工具としての帯鋸に作用する力およびその変動とそれらにおよぼす鋸歯や目立ての影響、あるいは切削中の切り屑の挙動の影響、鋸の変形特性とそれに対する腰入れや背盛りの影響、挽き曲がりの制御などについて今後さらに考究してゆく必要がある。しかし本研究の結果が関連する分野において役立つことがあれば、望外の幸せである。



## 謝 辞

本研究の遂行ならびに本論文の作成にあたり、京都大学農学部教授 野口昌巳博士 には、懇切なご指導と終始変わらぬご激励を賜った。京都大学木材研究所教授 佐々木 光 博士 ならびに京都大学農学部教授 並河 清 博士 には、本論文の取りまとめに際して、多くのご教示とご指導を賜った。

東京農工大学農学部助教授 服部順昭 博士 からは京都大学農学部林産工学科において、課題研究の実験指導を受けて以来、常にご親切なご指導と多くのご教示を賜った。ここに研究を取りまとめることができたのは、同博士のご指導に負うところが非常に大きい。京都大学農学部助教授 奥村正悟 博士 には本研究の実施にあたり有益な多くのご助言を頂いた。また東京農工大学農学部教授 喜多山 繁 博士 には多くのご助言と激励を頂いた。さらに実験の遂行にあたり、安藤 徹 氏、片山伸二 氏、松下隆一 氏をはじめ、京都大学農学部林産機械研究室の各位には、多大なご協力を頂いた。また京都大学木材研究所木材物理学部門の各位には同研究所の旧木工場の使用に際し、格別の便宜を賜った。また鋸歯の調整に際し、昭和特殊鋼帯営業所 北川昭三 氏には多大なご助力を賜った。

近畿大学農学部教授 杉原彦一 博士には、長年にわたり、筆者をご指導およびご激励下さり、専門の立場からのご助言のみならず、研究全般にわたって多くのご助言を賜った。

以上の方々に対して、ここに謹んで深甚な感謝の意を表します。

## 文 献

- 1) (社)日本林業技術協会：林業技術史．5，53-77(1975)
- 2) 柴田栄一：製材所（鋸工場の設計）(1)．山林会報 287，7-11(1906)
- 3) 柴田栄一：製材所（鋸工場の設計）(2)．山林会報 289，8-9(1906)
- 4) 湊賢治：実用製材術．三浦書店 124-149(1937)
- 5) 森稔：国産帯鋸の性能について．木材工業 5，236-239(1950)
- 6) 小野公：製材用鋸の生産及び輸出について．木材工業 5，336-337,339  
(1950)
- 7) 林産行政研究会：木材需給と木材工業の現況（平成元年度版）．165-  
178(1989)
- 8) 久野陸夫：製材用帯のこの問題点(I)．機械学会誌 62，1165-1172  
(1959)
- 9) 久野陸夫：製材用帯のこの問題点(II)．機械学会誌 62，1264-1270  
(1959)
- 10) Thompson, P.J.:A Theoretical study of the cutting action of power  
hacksaw blades. Int. J. Mach. Tool Des. Res. 14, 199-209(1974)
- 11) Thompson, P.J., Taylor, R.W.:An analysis of the lateral displace-  
ment of a power hacksaw blade and its influence on the quality of  
the cut. Int. J. Mach. Tool Des. Res. 16, 51-70(1976)
- 12) 安井武司、佐藤晶夫、稲村豊四郎：帯のご盤による切断加工の誤差の解析  
とその抑制．精密機械 51，144-150(1985)
- 13) Svenska Träforsknings Institut:List of publications on bandsaws.  
Med. B, No.75, 1-27(1970)
- 14) Ulsoy, A.G., Mote, C.D.Jr., Szymani, R.:Principal developments in  
band saw vibration and stability research. Holz Roh- Werkstoff 36  
273-280(1978)
- 15) 久野陸夫、土肥修：帯鋸の腰入（第1報）鋸の走行安定について．北大工  
研報 No.10, 53-71(1954)
- 16) 土肥修、菊川茂、斎藤勇、杉原彦一、谷尻正三：両歯帯鋸による製材に関

- する研究（第1報） 両歯帯鋸の走行安定理論．木材誌 2, 179-184(1956)
- 17) Sugihara, H.:Theory of running stability of band saw blades.  
Proc. 5th Wood Mach. Semin. Richmond, 99-110(1977)
- 18) Thunell, B.:Die Stabilität des Bandsägeblattes. Holz Roh- Werkstoff 28, 343-348(1970)
- 19) 土肥修、菊川茂、斎藤勇、杉原彦一、谷尻正三：両歯帯鋸による製材に関する研究（第2報） 両歯帯鋸の走行安定実験．木材誌 2, 184-190(1956)
- 20) 土肥修、杉原彦一、菊川茂、斎藤勇、谷尻正三：両歯帯鋸による製材に関する研究（第3報） 両歯帯鋸の温度分布と安定位置．木材誌 3, 46-50 (1957)
- 21) Chardin, A.:Displacement of band saw blades on wheels. An experimental research. Proc. 6th Wood Mach. Semin. Richmond, 209-221 (1979)
- 22) Chardin, A.:Displacement of band saw blades on wheels. Comparison between a 5-foot and an 8-foot band saw. Proc. 7th Wood Mach. Semin. Richmond, 183-192(1982)
- 23) Chardin, A., Sales, C.:Bandsaw blade stability:effects of wheel geometry and tensioning. Proc. 8th Wood Mach. Semin. Richmond, 405-415(1984)
- 24) 喜多山繁、蔵富幹、杉原彦一：帯鋸走行挙動の観察．京大農演林報 No. 49, 152-157(1977)
- 25) 青山経雄、山口喜弥太：複走帯ノコの剛性および走行安定性について．林試研報 No.223, 11-24(1969)
- 26) 杉原彦一、服部順昭、藤井義久：帯のこ後退防止の一方策について．木材工業 37, 277-280(1982)
- 27) 服部順昭、杉原彦一、藤井義久：送り力をかけた場合の帯鋸の走行挙動．第31回日本木材学会大会要旨集 131(1981)
- 28) 服部順昭、杉原彦一、吉田和雅：帯のこ走行位置に及ぼすのこ身温度の影響．木材工業 38, 24-28(1983)
- 29) Hattori, N., Fujii, Y., Sugihara, H.:Feedback control of the run-

- ning position of a band saw with an actuator. Mokuzai Gakkaishi 28, 783-787(1982)
- 30) Fujii, Y., Hattori, N., Sugihara, H.:Sawing on a band-saw machine equipped with a controller for the band-saw running position. Mokuzai Gakkaishi 30, 148-155(1984)
- 31) 杉原彦一：帯鋸刃にかかる力について．木材工業 8, 225-232(1952)
- 32) 岩藤重正、織田昌信：軸方向に荷重を有する薄板状はりのねじれ座屈．機械学会誌 17, 72-74(1951)
- 33) 岩藤重正、織田昌信：軸方向に荷重を有する薄板状はりのねじれ座屈（第2,3報）．機械学会誌 19, 43-48(1953)
- 34) 久野修、土肥修：帯鋸の腰入れ（第2報） 帯鋸のねじれ挫屈について．北大工研報 No.10, 1-7(1954)
- 35) 久野修、土肥修：帯鋸の腰入れ（第3報） さらに帯鋸のねじれ挫屈について．北大工研報 No.12, 1-10(1955)
- 36) Feoktistov, A.E.:The stability of saw blades under feed pressure. Lesno. Zh. 3(3), 95-106(1960)
- 37) Foschi, R.O., Porter, A.W.:Lateral and edge stability of high strain band saws. Inf. Rep. VP-X-68, For. Prod. Lab. Canadian For. Serv. Dep. of Fish. For., 1-17(1970)
- 38) Porter, A.W.:Some engineering considerations of high strain band saws. For. Prod. J. 21(4), 25-32(1971)
- 39) Mote, C.D.Jr.:Divergence buckling of an edge-loaded axially moving band. Int.J. Mech. Sci. 10, 281-295(1968)
- 40) 斎藤美鷲、森稔：帯鋸の挫屈について（第1報）．木材工業 8, 309-312 (1953)
- 41) 斎藤美鷲、森稔：帯鋸の挫屈について（第2報）．木材工業 8, 355-361 (1953)
- 42) 土肥修、金内忠彦：帯鋸による切削（第4報） 帯鋸の座屈と挽き曲り．日本機械学会北海道支部創立10年記念第13回講演論文集、103-106(1969)
- 43) 土肥修、杉原彦一、菊川茂、斎藤勇、谷尻正三：両歯帯鋸による製材に関

- する研究(第4報) 両歯帯鋸の走行挫屈と走行安定限界. 木材誌 3, 182-187(1957)
- 44) 杉原彦一: 両歯帯鋸について 走行安定と挽曲り. 木材工業 13, 497-501(1958)
- 45) Pahlitzsch, G., Puttkammer, K.: Beurteilungskriterien für die Auslenkungen von Bandsägeblättern. Erst Mitteilung: Systematik der Belastungsfälle. Holz Roh- Werkstoff 32, 52-57(1974)
- 46) Pahlitzsch, G., Puttkammer, K.: Beurteilungskriterien für die Auslenkungen von Bandsägeblättern. Zweite Mitteilung: Berechnung der Auslenkungen. Holz Roh- Werkstoff 32, 295-302(1974)
- 47) Pahlitzsch, G., Puttkammer, K.: Beurteilungskriterien für die Auslenkungen von Bandsägeblättern. Dritte Mitteilung: Ermittlung der gesamtseitenauslenkung und der Gesamtsteifheit. Holz Roh- Werkstoff 34, 413-426(1976)
- 48) Fujii, Y., Hattori, N., Noguchi, M., Okumura, S.: The force acting on band saw and the sawing accuracy. Bull. Kyoto Univ. Forests No.56, 252-260(1984)
- 49) 藤井義久、服部順昭、野口昌巳: 帯鋸歯の片あさがひき曲がりにおよぼす影響. 京大農演林報 No.59, 292-300(1987)
- 50) 藤井義久、野口昌巳: 単一带のご歯の切削抵抗 あさりの出の不ぞろいおよび片あさりの影響. 木材工業 45 (1990) (掲載予定)
- 51) 白井英治: 切削・研削加工学 - 切削加工 - 上. 112(1971)
- 52) 土肥修、金内忠彦、山下良雄: 帯鋸による切削(第6報). 日本機械学会北海道支部No.712-1第15回講演論文集 117-120(1971)
- 53) 土肥修、金内忠彦: 帯鋸による切削(第7報). 日本機械学会北海道支部No.712-1第15回講演会前刷集 121-123(1971)
- 54) 土肥修、金内忠彦、横山正夫、高津幹雄、佐藤磁記: 木材切削機構の研究(第1報) 切削方向の分類及び鋸刃に近い条件における切削. 北大工研報 No.65, 1-17(1972)
- 55) 土肥修、金内忠彦、横山正夫、早田修: 木材切削機構の研究(第2報) 切

- 屑生成過程の観察．北大工研報 No.65, 20-30(1972)
- 56) 土肥修、金内忠彦、山下良雄：帯鋸による切削（第9報）．日本機械学会北海道支部No.732-2第16回講演論文集 43-43(1973)
- 57) Pahlitzsch, G., Dziobek, K.: Untersuchungen über das Abstumpfungsverhalten eines Schneidenzahnes. Holz Roh- Werkstoff 26, 162-170 (1968)
- 58) Mckenzie, W.M., Karpovich, H.: Some factors affecting wear and blunting of a tool corner. Paper presented at IUFRO-5 Meeting, South Africa(1973)
- 59) Mckenzie, W.M., Karpovich, H.: Wear and blunting of a tool corner in cutting a wood-based material. Wood Sci. Tecnol. 9, 59-73(1975)
- 60) 雨宮礼一、青山経雄、栃木紀郎：単一帯のご歯の切削抵抗（第1報） ばちあさりののご歯の切削抵抗．木材誌 27, 290-295(1981)
- 61) 雨宮礼一、青山経雄：単一帯のご歯の切削抵抗（第2報） 振り分けあさりののご歯の切削抵抗．木材誌 28, 31-38(1982)
- 62) 雨宮礼一、青山経雄、栃木紀郎：単一帯のご歯の切削抵抗（第3報） あさりの逃げ角の影響．木材誌 34, 112-119(1988)
- 63) 奥村正悟、奥田徹、杉原彦一：断続切削中の単一鋸歯に作用する力．木材誌 33, 361-366(1987)
- 64) Chardin, A.: Bandsaw efficiency: developments concerned cutting edge, the saw blade, and the sawing process. Proc. 5th Wood Mach. Semin. Richmond, 154-164(1977)
- 65) Harris, P.: Mechanics of sawing : band- and circular saws. For. Prod. Res. Bull. No.30, 1-30(1954)
- 66) Kivimaa, E.: A method for measuring cutting force in frame sawing. Microtec. 13, 65-69(1959)
- 67) Thunell, B.: Measuring of cutting forces in frame saws. Paper and Timber 48, 683-695(1966)
- 68) Thunell, B.: The influence of sawing conditions on the cutting forces in frame sawing. Paper and Timber 48, 751-758(1966)

- 69) Thunell, B.:The effect of knots on the cutting forces in frame sawing. Paper and Timber 49, 71-73(1967)
- 70) 土肥修、金内忠彦、山下良雄、栃内信男：帯鋸による切削（第1報）．日本機械学会・精機学会北海道支部第11回講演会前刷集 141-144(1966)
- 71) 土肥修、金内忠彦、山下良雄、栃内信男：帯鋸による切削（第2報）．鋸屑排除能力限界について．日本機械学会講演論文集 No.173, 63-66 (1967)
- 72) 杉原彦一：帯鋸刃による挽材に関する研究（第1報）送り力及び歯振量の挽材に及ぼす影響．木材研究 No.10, 1-21(1953)
- 73) 山口喜弥太、森稔：テーブル帯鋸の挽材作業における鋸速度について．木材誌 3, 177-182(1957)
- 74) 土肥修、金内忠彦、山下良雄：帯鋸による切削（第3報）．日本機械学会精機学会北海道支部第12回講演論文集 109-112(1968)
- 75) 土肥修、金内忠彦、山下良雄：帯鋸による切削（第5報）．日本機械学会北海道支部創立10年記念第13回講演論文集 107-110(1969)
- 76) 土肥修、金内忠彦：帯鋸による切削（第8報）．日本機械学会講演論文集 No.720-12, 141-144(1972)
- 77) 斎藤美鷺、枝松信之、大平裕：製材用鋸の切味．林試研報 No.97, 33-60 (1957)
- 78) 伊藤邦昭、熊谷洋二：鋸速度に関する研究(2)．岐阜林業センター報 No.1, 50-56(1972)
- 79) 小西千代治、山口喜弥太：帯のこによる切削抵抗・ひき材所要動力．木材工業 33, 435-437(1978)
- 80) 小西千代治、山口喜弥太：帯のこによる鋸断性．木材工業 33, 19-21 (1978)
- 81) Breznjak, M., Hvamb, G.:Statistische Berechnung der Dickenschwankungen in Brettern. Holz Roh- Werkstoff 21, 62-64(1963)
- 82) Chardin, A.:Field evaluations of sawing accuracy of band headrigs. Proc. 4th Wood Mach. Semin. Richmond, 126-134(1973)
- 83) Brown, T.D.:Determining lumber target sizes and monitoring sawing

- accuracy. For. Prod. J. 29(4), 48-54(1979)
- 84) Birkeland, R.:Investigations on sawing accuracy for big bandsaws when sawing frozen and unfrozen logs with different feed speeds and different sawge sizes. Norsk Skogindustri 21, 224-250(1967)
- 85) Noguchi, M.:Sawing acuuracy occurring in the conversion of frozen logs. Bull. Experiment. Forests, Tokyo Univ. Agri. Technol. No.14 31-38(1978)
- 86) Hattori, N.:Sawing accuracy at Norwegian bandsaw mills. Norsk Treteknisk. Inst. med. No.71, 1-22(1985)
- 87) Kirbach, E., Stacey, M.:Sawing frozen and unfrozen wood with various gullet designs. Proc. 8th Wood Mach. Semin. Richmond, 33-42 (1985)
- 88) Thunell, B.:Dimensional accuracy in sawing. Svenska Träforskningsinstitutet Med. B, No.109, 1-17(1972)
- 89) Thunell, B.:Dimensional accuracy in sawing. Proc. 3rd Wood Mach. Semin. Richmond, 39-51(1971)
- 90) 杉原彦一、土肥修、菊川茂、斎藤勇、谷尻正三：両歯帯鋸による製材に関する研究（第5報）挽材実験（その1）. 木材誌 3, 188-194(1957)
- 91) 杉原彦一、土肥修、菊川茂、斎藤勇、谷尻正三：両歯帯鋸による製材に関する研究（第6報）挽材実験（その2）. 木材誌 4, 192-194(1958)
- 92) 桜井敏夫：穿孔帯鋸による製材に関する研究（I）凍結材に対する効果について. 島根農科大報 No.10, 118-126(1962)
- 93) 桜井敏夫：穿孔帯鋸による製材に関する研究（II）挽材性能に及ぼす穿孔形の影響. 島根農科大報 No.11, 98-105(1963)
- 94) 正地佐久美、羽澄正彦：穴つき帯鋸の実用試験について. 木材工業 14, 183-185(1959)
- 95) 藤原勝敏、海老原稔：超硬加工帯鋸の鋸断性(1). 木工機械 No.115, 12-15(1982)
- 96) 藤原勝敏、海老原稔：超硬加工帯鋸の鋸断性(2). 木工機械 No.116, 21-24, 16(1983)



- 97) 小西千代治、山口喜弥太：ステンレス鋼帯のこの耐摩耗性．木材工業 33, 533-537(1978)
- 98) Kirbach, E.:Stellite tipping of saws for cutting softwood lumber. Forintek Canada Corp. West. Lab., 1-13(1981)
- 99) 山口喜弥太：帯鋸の歯先硬化法．木材工業 16, 66-69(1961)
- 100) 山口喜弥太：ノコ歯の放電被覆．林試研報 No.200, 213-225(1967)
- 101) Krilov, A.:Sawblade design:theory and practical application. Experiments, practical applications, results. Holz Roh- Werkstoff 43, 351-353(1985)
- 102) Krilov, A.:Feed speeds in cutting silicious hardwoods by bandsaw. Holz Roh- Werkstoff 43, 381-384(1985)
- 103) Krilov, A.:Sawblade design:theory and practical application. Geometry of the sawtooth apex, sawtooth hardness. Holz Roh- Werkstoff 43, 277-281(1985)
- 104) Krilov, A.:Sawblade design:theory and practical application. Sawtooth wear, chip formation, wood/cutter interaction. Holz Roh- Werkstoff 43, 243-245(1985)
- 105) Krilov, A.:Dimensional saw-chip configuration. Non-destructive indication of blade behavior. Holz Roh- Werkstoff 35, 307-310 (1977)
- 106) Krilov, A.:Toward the re-appraisal of the influence of basic wood characteristics on sawblade potential. Holz Roh- Werkstoff 38, 145-149(1980)
- 107) Pahlitzsch, G., Puttkammer, K.:Schnittversuche beim Bandsägen. Holz Roh- Werkstoff 33, 181-186(1975)
- 108) Pahlitzsch, G., Puttkammer, K.:Schnittversuche beim Bandsägen. Holz Roh- Werkstoff 34, 17-21(1976)
- 109) 加藤幸一：帯のこの製材における限界送材速度．木材誌 28, 699-704 (1982)
- 110) 加藤幸一：帯のこの挽き曲がりと限界送材速度．木材工業 40, 361-366

(1985)

- 111) 梶田茂、杉原彦一：帯鋸刃の目立仕上寸度に関する考察．林学会誌 33, 105-110(1951)
- 112) 杉原彦一：自動目立機による帯鋸刃歯型の形成について．木材研究 No.7 1-17(1951)
- 113) 杉原彦一、菊川茂：新型帯鋸刃自動目立機の試作研究．林学会誌 37, 13-16(1955)
- 114) 枝松信之、大平裕：帯鋸のアサリ歯仕上げ法の研究（第1報）スエージ加工による鋸歯先の変形．林試研報 No.82, 1-20(1955)
- 115) 枝松信之、大平裕：帯鋸のアサリ歯仕上げ法の研究（第2報）アサリ歯の研磨仕上げ．林試研報．No.87, 1-24(1956)
- 116) 枝松信之、大平裕：帯鋸のアサリ歯仕上げ法の研究（第3報）撥アサリ歯のシェーパー仕上げ．林試研報 No.93, 51-68(1957)
- 117) 枝松信之、大平裕：帯鋸の撥型アサリ歯研磨仕上げ法．木材誌 2, 19-23 (1956)
- 118) 枝松信之、大平裕：Swagingによる鋸歯先の変形．木材工業 8, 546-553 (1953)
- 119) 枝松信之：アサリについて 帯鋸のアサリ精度．木材工業 8, 233-236 (1953)
- 120) 杉原彦一、角谷和男：挽材に於ける送り速度と挽面粗さに関する一実験．木材研究 No.13, 453-456(1954)
- 121) 斎藤美鷺、枝松信之、大平裕：製材用鋸による挽肌の形成．林試研報 No.97, 23-32(1957)
- 122) 福井尚：木材の丸鋸加工、とくに加工面アラサに関する研究．東京教育大農紀要 No.8, 217-297(1962)
- 123) 福井尚：丸ノコの加工面について 丸ノコによる精密加工の基礎．木工機械 No.14, 8-11(1966)
- 124) St-Laurent, A.: Improving the surface quality of rip-sawn dry lumber For. Prod. J. 23(12), 17-24(1973)
- 125) Salje, E., Drückhammer, J.: Qualitätskontrolle bei Kantenbearbeit-

ung. Holz Roh- werkstoff 42, 187-192(1984)

- 126) 松本 昴：帯鋸目立、特にあさり幅についての2・3の考察．岩手大農報 No.3, 286-294(1955)
- 127) 小西千代治：帯鋸の加工仕上り精度について．北林試報 No.12, 4-10 (1960)
- 128) 枝松信之：全国製材技術競演会にあらわれた鋸仕上げ実態．木材工業 11, 67-72(1956)
- 129) 熊谷洋二、萩野善弘、間宮敏男：目立加工所における帯のこ加工の実態．岐阜県林業センター研究報告 No.8, 39-53(1980)
- 130) 小西千代治：目立加工所における帯のこの加工仕上げの実情(1)．木工機械 No.95, 18-21(1979)
- 131) 小西千代治：目立加工所における帯のこの加工仕上げの実情(2)．木工機械 No.96, 13-18(1979)
- 132) 田中重芳：小幅帯鋸の取扱について．機械学会論文集 5(21), 4部, 21-25(1939)
- 133) 加藤幸一：帯のこ歯のこの屑収容能力とこの屑圧縮力．木材誌 31, 725-731(1985)
- 134) Kato, K., Hoshino, T., Matsushima, T.:An examination of a sawing propaty by the cutting test of a single saw tooth. Annual rep. of Faculty of education Gunma Univ. 24, 221-230(1989)
- 135) St-Laurent, A.:Effects of sawtooth edge defects on cutting forces and sawing accuracy. For. Prod. J. 20(5), 33-40(1970)
- 136) Saljé, E., Liebrecht, R.:Einfluß der Planaufabweichunung von Kreissägeblattschneiden auf den Zerspanvorgang. Holz Roh Werkstoff 45, 465-469(1987)
- 137) Shaw, M.C.:Metal cutting principles. 3rd ed., M.I.T. press, Cambridge, Mass., 4-22-4-28(1954)
- 138) King, B., Foschi, R.O.:Crossed-ring dynamometer for direct force resolution into three orthogonal components. Int. J. Mach. Tool Des. Res. 9, 345-356(1969)

- 139) Yang, C.T.:Design of surface grinding dynamometers. Trans. ASME, J. Eng. Ind. 90, 127-133(1968)
- 140) 藤井義久、服部順昭、野口昌巳：緊張時の帯鋸の応力分布．京大農演林報 No.60, 310-318(1988)
- 141) 藤井義久、片山伸二、野口昌巳：モアレトポグラフィによる帯鋸の変形計測．木材誌 32, 498-504(1986)
- 142) Thunell, B.:Über die Maßhaltigkeit beim Trennen mit Bandsägemaschinen. Holztechnol. 13, 28-33(1972)
- 143) Pahlitzsch, G., Puttkammer, K.:Ermittlung der Steifheit von Bandsägen. Holz Roh- Werkstoff 31, 161-167(1973)
- 144) Thunell, B.:Einwirkung der Dimensionen des Sägezahn auf seine Seitenstabilität. Holztechnol. 3, 145-149(1962)
- 145) Thunell, B.:Einfluß der Zahnlückenrundung und der Rückenform auf die Seitenstabilität eines Sägezahn. Holz Roh- Werkstoff 21, 133-135(1963)
- 146) Eklund, U:Pressure guides at timber receiving bandsaws. Svenska Treforskningsinstitute Med. No.244, 1-28(1974)
- 147) 尾田十八、山崎光悦：のこ刃の面外剛性の解析．機械学会論文集(A) 47, 533-539(1981)
- 148) Andrej, A.P.:Eine neue Methode zur Berechnung der Auslenkung von Bandsägeblättern. Holztechnol. 27, 146-148(1986)
- 149) 斎藤美鷲：帯鋸の緊張装置に対する考察．木材工業 6, 27-28(1951)
- 150) 斎藤美鷲、森稔：帯鋸の緊張力について．木材工業 10, 166-174(1955)
- 151) 土肥修：帯鋸盤の緊張倍率と緊張力．製材 No.21, 1(1956)
- 152) 服部順昭、藤井義久、杉原彦一：分銅式緊張装置による帯のこ緊張力について．木工機械 No.115, 5-11(1982)
- 153) Hattori, N., Noguchi, M.:Development of a bandsaw strain system without tensile force change (I). Mokuzai Gakkaishi 31, 343-348 (1985)
- 154) Hattori, N., Fujii, Y., Noguchi, M.:Development of a bandsaw

- strain system without tensile force change II. Mokuzaigakkaishi, 31, 349-353(1985)
- 155) Krilov, A.: Einige Aspekte der Konstruktion von Bandsägemaschinen mit hoher Blattspannung. Holztechnol. 16, 109-111(1975)
- 156) Allen, F.E.: High strain: theory and application. Proc. 8th Wood Mach. Semin. Richmond, 383-403(1985)
- 157) Pahlitzsch, G., Puttkammer, K.: Die Beanspruchungen von Bandsägeblättern: Spannungen und Festigkeitsgrenzen. Holz Roh- Werkstoff 30, 165-174(1972)
- 158) Trubnikov, I.I.: The measurement of stresses in band saws using wire strain gages. Lesno. Zh. 6(3), 119-121(1963)
- 159) Thunell, B.: The stresses in a bandsaw blade. Paperi ja Puu 54, 759-764(1972)
- 160) 久野陸夫、土肥修、山下良雄: 帯鋸の腰入(第8報) 帯鋸の緊張歪. 北大工研報 No.17, 165-184(1957)
- 161) Borchelt, J.E., Ulsoy, A.G., Papalambros, P.: Efficient computation of band saw blade stresses. Trans. ASME, J. Mech. Transmission Automat. in Des., 106, 394-400(1984)
- 162) 久野陸夫、土肥修: 帯鋸の腰入(第5報) 帯鋸の長さの方向の曲率半径とテンション測定値との関係. 北大工研報 No.14, 71-83(1956)
- 163) 久野陸夫、土肥修: 帯鋸の腰入(第6報) 帯鋸の飛移り現象. 北大工研報 No.15, 135-141(1956)
- 164) 久野陸夫、土肥修: 帯鋸の腰入(第9報) 帯鋸の温度分布による有効テンション値の変化. 北大工研報 No.18, 55-80(1958)
- 165) 青山経雄: 帯のこのロールによる腰入れ(第1報) 背盛り量の計算. 木材誌 16, 370-375(1970)
- 166) 青山経雄: 帯のこのロールによる腰入れ(第2報) 腰入れ量の計算. 木材誌 16, 376-381(1970)
- 167) 青山経雄: 帯のこのロールによる腰入れ(第3報) この厚の影響. 木材誌 17, 188-195(1971)

- 168) 青山経雄：帯のこのロールによる腰入れ（第4報） のこ幅の影響．木材誌 17, 196-202(1971)
- 169) 青山経雄：帯のこのロールによる腰入れ（第5報） ロール回転数．のこかたさ、断面径の異なるロールの影響．木材誌 20, 523-527(1974)
- 170) Wüster, E.:Die Berechnung der Reckvorspannungen in Gatter- und Bandsägeblättern. Holz Roh- Werkstoff 24, 134-144(1966)
- 171) 久野陸夫、土肥修、金内忠彦：帯鋸の腰入 腰入れ作業による鋸の疲労強度、残留内力の変化．北大工研報 No.13, 1-11(1955)
- 172) 土肥修、山下良雄、島森義光、小川駿：ロール加工及びヒート加工による帯鋸の残留歪分布．北大工研報 No.38, 47-64(1965)
- 173) Umetsu, J., Noguchi, M., Wada, K., Fujii, Y.:Confirmation of  $\phi$  splitting in the distribution of residual stresses in tensioned circular-saws. Mokuzai Gakkaishi 35, 856-858(1989)
- 174) 杉原彦一、服部順昭、藤井義久：帯のこのことこの車の接触圧力分布．木材工業 36, 167-172(1981)
- 175) 久野陸夫、土肥修：帯鋸の腰入（第10報） 帯鋸と鋸車の接触状態．北大工研報、No.18, 55-70(1958)
- 176) 鈴木正根、金谷元徳、鈴木喜義：モアレ縞による三次元計測．精密機械 40, 746-753(1974)
- 177) 藤井義久、松下隆一、野口昌巳：帯鋸の振動特性に関する一考察 - 振動モードと振幅 - ．京大農演林報 No.61, 329-337(1989)
- 178) Mote, C.D.Jr., Szymani, R.:Principal developments in thin circular saw vibration and control research. Part 1;Vibration of circular saws. Holz Roh- Werkstoff 35, 189-196(1977)
- 179) Mote, C.D.Jr., Schajer, G.S., Wu, W.Z.:Band saw and circular saw vibration and stability. Shock Vib. Dig. 14, 19-25(1982)
- 180) Szymani, R., Mote, C.D.Jr.:Principal developments in thin circular saw vibration and control research. Part2;Reduction and control of saw vibration. Holz Roh- Werkstoff 35, 219-225(1977)
- 181) D'Angelo, C.III, Alvarado, N.T., Wang, K.W., Mote, C.D.Jr.:Cur-

- rent research on circular saw and band saw vibration stability.  
Shock Vib. Dig. 17, 11-23(1985)
- 182) 凌克臣、木村志郎、横地秀行：帯のこの振動について（第1報）空転時における強制振動の理論的分析．木材誌 35, 293-298(1989)
- 183) 凌克臣、木村志郎、横地秀行：帯のこの振動について（第2報）空転時における強制振動の実験的考察．木材誌 35, 299-305(1989)
- 184) Wu, W.Z., Mote, C.D.Jr.: Analysis of vibration in a bandsaw system. For. Prod. J. 34(9), 12-21(1984)
- 185) Saljé, E., Liebrecht, R.: Passive Führungen für Kreissägeblätter. Holz Roh- Werkstoff 43, 469-475(1985)
- 186) Ellis, R.W., Mote, C.D.Jr.: A feedback vibration controller for circular saws. ASME J. Dynamic Systems, Measurement Control 101, 44-49(1979)
- 187) Radcliffe, C.D., Mote, C.D.Jr.: Identification and control of rotating disc vibration. ASME J. Dynamic Systems, Measurement Control 105, 39-45(1983)
- 188) 山口喜弥太：帯鋸のセリガイド．木材工業 14, 174-178(1959)
- 189) 島崎鶴雄、吉田直隆：シベリア産針葉樹材の技術向上試験．富山県木材試験場季報 No.20, 3-6(1975)
- 190) 島崎鶴雄、吉田直隆：多樹脂材の挽材能率向上に関する実用化試験（第2報）接触型水冷処理装置の改善．富山県木材試験場季報 No.58, 7-10(1984)
- 191) Saljé, E., Thomas, D.: Schwingungen an Bandsägeblättern: Ergebnisse von Untersuchungen und Vorschläge für die Praxis. Holz-Zentralblatt Nr.3/4, 17(1976)
- 192) Saljé, E., Thomas, D.: Eine neue Führung für Bandsägeblätter. Neuartige Sägeblattführung verringert die Schnittverluste. Holz-Zentralblatt Nr.148, 2109(1976)
- 193) 金内忠彦：帯鋸の横およびねじり振動（第1報）．北大工研報 No.40, 35-65(1966)

- 194) Kirbach, E., Bonac, T.:An experimental study on the lateral natural frequency of bandsaw blades. Wood and Fiber 10, 19-27(1978)
- 195) Kirbach, E., Bonac, T.:The effect of tensioning and wheel tilting on the torsional and lateral fundamental frequencies of bandsaw blades. Wood and Fiber, 9, 245-251(1978)
- 196) Tanaka, C., Shiota, Y., Takahashi, A., Nakamura, M.:Experimental studies on band saw blade vibration. Wood Sci. Technol. 15, 145-159(1981)
- 197) Das, A.K.:Analysis of dynamic stability of band sawing systems. Proc. 7th Wood Mach. Semin. Richmond, 175-182(1982)
- 198) Tanaka, C., Shiota, Y., Takahashi, A.:Band-saw blade vibration during sawing. Mokuzai Gakkaishi 29, 308-314(1983)
- 199) Breznjak, M., Moen, K.:On the lateral movement of the bandsaw blade under various sawing conditions. Norsk Treteknisk. Inst. Med. No.46, 1-91(1972)
- 200) 西村源六郎：振動工学．誠文堂新光社 221-230(1969)
- 201) 岡村健二郎、松原十三生：周波数応答実験から伝達関数を決定する方法．精密機械 37, 282-287(1971)
- 202) 倉部誠：図説モード解析入門．大河出版 17-132(1988)
- 203) Bollinger, J.G., Bonesho, J.A.:Pulse testing in machine tool dynamic analysis. Int. J. Mach. Tool. Des. Res. 5, 167-181(1965)